

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh kogenerační jednotky pro doplnění tepelného zdroje
s akumulací tepla**

**Design of Cogeneration Units to Supplement the Heat Source
with the Accumulation of Heat**

Student:

Bc. Jan Mendrygal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Mendrygal**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh kogenerační jednotky pro doplnění tepelného zdroje s akumulací
tepla**
**Design of Cogeneration Units to Supplement the Heat Source with the
Accumulation of Heat**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte návrh doplnění tepelného zdroje, kotelny s horkovodními kotli (90/70 °C), vhodnou kogenerační jednotkou s akumulací tepla.

Návrh bude obsahovat:

1. Vyhodnocení současného stavu včetně ročního průběhu tepelného výkonu.
2. Návrh kogenerační jednotky.
3. Tepelnou bilanci motoru.
4. Návrh akumulační nádoby včetně konstrukčního řešení.
5. Konstrukční výkres tepelného akumulátoru a technologické schéma zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

Krbek, J., Polesný, B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4
Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8
Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010. ON 074017: Tepelný výpočet parních kotlů
Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha 2005, ISBN 978-80-01-03757-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 15. 5. 2016

..... Mendrygal

Jan Mendrygal

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15. 5. 2016

.....
Mendrygal

Jan Mendrygal

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Mendrygal

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Tísek 260, Tísek, 742 94

Poděkování

Touto formou bych chtěl velmi poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za spousty cenných rad, které mi poskytl během vypracování mé diplomové práce a které mi umožnily zpracovat tuto práci v potřebném rozsahu a kvalitě.

Dále si mé poděkování zaslouží má rodina a má přítelkyně, že v době psaní této diplomové práce mi byli obrovskou podporou a měli se mnou obrovskou trpělivost.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MENDRYGAL, J. *Návrh kogenerační jednotky pro doplnění tepelného zdroje s akumulací tepla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 78 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Míka, J. CSc.

Diplomová práce s výše uvedeným názvem se zabývá možností aplikace kogenerační jednotky se spalovacím pístovým motorem na degazační plyn pro zajištění tepelné a elektrické energie pro uhelný důl. V úvodu práce je popsáno současné tepelné hospodářství závodu se spotřebami energie, ze kterého je následně vypočítán návrh výkonů kogenerační jednotky ve variantě na jmenovitý výkon nebo s modulací tepelného výkonu. Takto vyprojektovaný provoz KGJ je dále doplněn o akumulační zásobník tepla. Práce obsahuje rovněž výpočet tepelné bilance idealizovaného oběhu spalovacího motoru s jednotlivými parametry v pracovních bodech. U obou variant, s jednotkou na jmenovitý výkon nebo s modulací, je provedeno ekonomické zhodnocení.

Klíčová slova: kogenerace, degazační plyn, kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie, akumulace tepla, tepelná bilance motoru, ekonomická návratnost.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MENDRYGAL, J. *Design of Cogeneration Units to Supplement the Heat Source with the Accumulation of Heat: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2016, 78 p., Thesis head: doc. Ing. Míka, J. CSc.

The thesis described above concerns the possible application of the cogeneration unit with the combustion engine on coal mine gas to evaluate the heating and electrical energy (requirements) for coal mine. In the introduction there is description and explanation of the current thermal plant and the thermal consumption of areal. On this thermal consumption is subsequently made a particular proposal of performances of cogeneration unit at rated power or modulated output. Then it follows on the proposed operations of CHP is designed heat storage tank. The thesis also includes the calculation of the heat balance of the idealized circulation of combustion engine with different parameters in working points. Both variants of operations at the rated power or modulation are performed economic evaluation.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	9
1. Úvod	11
2. Kogenerace	12
2.1. Princip kogenerace	12
2.2. Rozdělení kogenerační výroby	12
2.3. Oblasti použití	13
3. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie	16
3.1. Parní kogenerační jednotky	16
3.2. Kogenerační jednotky s plynovou turbínou	17
3.3. Kogenerační jednotky s pístovými spalovacími motory	18
4. Trigenerace	20
5. Mikrokogenerace	20
6. Příspěvek za kombinovanou výrobu elektřiny a tepla	21
7. Důlní a degazační plyn	22
8. Řešený objekt	23
9. Návrh kogenerační jednotky	24
9.1. Analýza dat od klienta	24
9.2. Navržení kogenerační jednotky bez modulace výkonu	26
9.3. Navržení kogenerační jednotky s modulací výkonu	27
9.4. Kogenerační jednotka TEDOM QUANTO 1200	28
9.5. Servis kogenerační jednotky	30
10. Stechiometrie spalování degazačního plynu	33
11. Výpočet výkonu spalovacího motoru	38
11.1. Sání	40
11.2. Komprese	41
11.3. Přívod tepla (spalování při $V=\text{konst.}$)	43

11.4.	Přívod tepla (spalování při $p=\text{konst.}$)	45
11.5.	Polytropická expanze.....	48
11.6.	Výfuk.....	49
11.7.	Provozní parametry motoru	51
11.8.	Tepelná bilance motoru	52
12.	Návrh akumulční nádrže	55
12.1.	Návrh akumulční nádrže na jmenovitý výkon.....	55
12.2.	Návrh akumulční nádrže na 75% výkon.....	57
13.	Ekonomické vyhodnocení jednotky na jmenovitý výkon.....	60
13.1.	Výpočet výkonů na jmenovitý výkon.....	60
13.2.	Výpočet provozních nákladů	62
13.3.	Výpočet výnosů	63
13.4.	Výpočet ekonomického hodnocení	64
14.	Ekonomické vyhodnocení jednotky s modulací výkonu	66
14.1.	Výpočet výkonů s modulací výkonu	66
14.2.	Výpočet provozních nákladů	68
14.3.	Výpočet výnosů	69
14.1.	Výpočet ekonomického hodnocení	70
15.	Závěr	72
16.	Seznam použité literatury	74
17.	Seznam příloh	76
18.	Seznam tabulek a grafů:.....	77
19.	Seznam obrázků:.....	78

Seznam zkratek a symbolů

KGJ		kogenerační jednotka
KVET		kombinovaná výroba tepla a elektřiny
ERU		Energetický regulační úřad
TV		teplá voda
TE		tepelná energie
EE		elektrická energie
Q_i	[MJ/m ³]	výhřevnost degazačního plynu
v	[-]	součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti
D	[m]	průměr pístu
s	[m]	délka zdvihu
ε	[-]	kompresní poměr
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
$V_{vz,teor}$	[m ³ /cyklus]	teoretické množství spalovacího vzduchu
λ	[-]	přebytek spalovacího vzduchu
$V_{sp,teor}^v$	[m ³ /cyklus]	teoretické množství vlhkých spalin
t_N	[°C]	teplota plynu při normálních podmínkách
p_N	[Pa]	tlak plynu při normálních podmínkách
η_V	[%]	objemová účinnost
n_k	[-]	polytropický exponent komprese
κ	[-]	Poissonova konstanta
x	[-]	Stupeň vyhoření paliva při V=k
x_{chlaz}	[-]	podíl tepla odvedeného chlazením
x_p	[-]	podíl tepla odvedeného při V=k
x_v	[-]	podíl tepla odvedeného při výfuku
η_{ch}	[%]	účinnost spalování
η_e	[-]	polytropický exponent expanze
η_m	[%]	mechanická účinnost
η_p	[-]	vyplnění diagramu
$V_{sp,skut}^v$	[m ³ /cyklus]	skutečně množství spalin vlhkých
$P_{EE,kgj}$	[kW]	elektrický výkon KGJ

$P_{EE,kgj}$	[kW]	elektrický výkon KGJ s modulací
$P_{TE,kgj}$	[kW]	tepelný výkon KGJ
$P_{TE,modul}$	[kW]	teplený výkon KGJ s modulací
T_{jm}	[hod]	počet hodin při jmenovitém výkonu
T_{modul}	[hod]	počet hodin modulace výkonu
$cena_{ser}$	[Kč]	paušální poplatek za servis
$cena_{inv}$	[Kč]	cena za investici
$cena_{pal}$	[Kč/m ³]	cena paliva
$cena_{EE}$	[Kč/MWh]	cena za silovou část elektrické energie
$cena_{aku}$	[Kč]	cena za akumulční nádrž
$spotřeba_{TE}$	[GJ]	celková spotřeba tepla areálu
$ZB_{přis}$	[Kč/MWh]	příspěvek za zelený bonus
$sp_{plyn_{jm}}$	[m ³ /h]	spotřeba plynu KGJ
$sp_{plyn_{modul}}$	[m ³ /h]	spotřeba plynu KGJ s modulací
P_{vl}	[kWh]	vlastní spotřeba KGJ
$příspěvek_{DS}$	[Kč/MWh]	poplatek za využití distribuční soustavy
$bonus_{DV}$	[Kč/MWh]	příspěvek za decentralní výrobu EE
EBITDA	[Kč]	zisk před započtením úroků, daní a odpisů
EBIT	[Kč]	zisk před započtením úroků a zdaněním
EBT	[Kč]	zisk před zdaněním

Tyto symboly a zkratky jsou platné jen tehdy, není-li v příslušném textu uvedeno jinak. Jedná se především o symboly a zkratky označené stejným znakem nebo specifikované indexem.

1. Úvod

Diplomová práce s názvem „Návrh kogenerační jednotky pro doplnění tepelného zdroje s akumulací tepla“ byla zpracována na základě zadání diplomové práce ze strany vedoucího práce doc. Ing. Míky, J. CSc., VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky. Cílem zpracovatele diplomové práce bylo splnit veškeré vytyčené body zadání. Jedná se o návržení zařízení na kombinovanou výrobu tepla a elektřiny – kogenerační jednotku na bázi využití plynového spalovacího motoru s výkonem, který bude optimální pro tepelné hospodářství potenciálního klienta. Navržená kogenerační jednotka byla doplněna o návrh akumulačního zásobníku na teplo s tím, že v obou variantách, s modulací i bez modulace, bylo dosaženo výrazné optimalizace.

V úvodních kapitolách jsou postupně vysvětlována jednotlivá klíčová slova a to od pojmů kogenerace a kombinovaná výroba elektřiny tepla až po pojem důlní a degazační plyn, který je v případě této práce uvažován jako jediné palivo pro navržený plynový pístový motor.

Následně je popsáno tepelné hospodářství potencionálního klienta s rozбором všech jeho potřeb a zejména s důrazem na křivku trvání tepelných výkonů. Na základě této křivky je navržen potřebný tepelný výkon kogenerační jednotky s tím, že se předpokládá spotřeba vyrobené elektrické energie přímo v areálu klienta a není tak uvažováno s přetoky do nadřazené distribuční sítě elektrické energie. Navržená KGJ je široce popsána z pohledu konkrétně použitého pístového motoru daného výrobce, přičemž jsou připraveny dvě varianty, a to s modulací výkonu a bez modulace výkonu.

Součástí této diplomové práce jsou konkrétní výpočty stochiometrie spalování degazačního plynu. V další kapitole je proveden široký výpočet výkonu kogenerační jednotky včetně návrhu parametrů motoru s kompletními tepelnými bilancemi použitého spalovacího motoru s detailním srovnáním skutečného a ideálního cyklu.

Z důvodu větší optimalizace provozu KGJ je navržen akumulační zásobník tepla objemu, který je potřebný pro provoz KGJ. Připravené dvě varianty návrhů objemu akumulačního zásobníku – na plný výkon a na modulovaný výkon 75 procent, jsou spočítány na základě vlastního algoritmu zpracovatele této diplomové práce.

V rámci dalších kapitol byly připraveny dva ekonomické výpočty s kompletní finanční analýzou a to pro dvě varianty – použití KGJ bez modulace výkonu a použití KGJ s modulací výkonu až na 75 %, což je považována výrobcí KGJ s použitím plynových pístových motorů za rozumnou mez, kdy KGJ vykazuje ještě shodné parametry spotřeb a účinnosti, jakou má při výkonu nominálním.

V závěru je pro čitatele této diplomové práce připraveno stručné vyhodnocení všech informací, modelů a výpočtů. Celá diplomová práce je doplněna několika obrázky, grafy a výpočty, které vhodným způsobem ilustrují celý obsah této diplomové práce.

2. Kogenerace

2.1. Princip kogenerace

Už pár let se v energetice setkáváme ve velkém množství s pojmy úspory, účinnost a ekologizace. Se zvyšujícím počtem lidí poptávka po dnešních energiích jako je teplo a elektřina strmě stoupá. U malých zdrojů je teplo vyráběno separátně, čímž ale využíváme malé množství energie uchované v palivu a elektřina je vyráběná ve velkých zdrojích také separátně. Účinnost takovéto přeměny u elektrické energie je přibližně 40%. Abychom co nejlépe využili energetický potenciál paliva, přímo se nabízí možnost vyrábět elektrickou energii a energii tepelnou v kombinovaném cyklu - kogeneraci. Kogenerace představuje moderní a ekologickou variantu výroby tepla a elektřiny. Vyrobené teplo se zde může jevit jako odpadní produkt, protože je získáváno při přeměně mechanické práce na elektrickou energii. Nejčastějšími zdroji kogenerace jsou pístové spalovací motory nebo turbíny. V důsledku výroby dvou energií současně dochází k rapidnímu snížení spotřeby paliv, zvýšení účinnosti až na 90% a také ke snížení emisních škodlivin obsažených ve spalinách, což má za následek lepší ochranu životního prostředí.

2.2. Rozdělení kogenerační výroby

a) Podle instalovaného elektrického výkonu:

- mikrokogenerace do 30 kW_e,
- kogenerace malého výkonu do 200 kW_e,
- kogenerace středního výkonu do 1 MW_e,
- kogenerace velkých výkonu do 5 MW_e,

- kogenerace teplárenských výkonů nad 50 MW_e.
- b) Podle použitého paliva:
- biomasa,
 - zemní plyn,
 - důlní plyn,
 - skládkový plyn,
 - degazační plyn,
 - bioplyn,
 - nafta.
- c) Podle pokrytí výkonu kogenerací:
- pokrytí základního výkonu,
 - pokrytí špiček,
 - pokrytí jako záložní zdroj.
- d) Podle způsobu provozu:
- paralelní provoz,
 - ostrovní provoz,
 - záložní.
- e) Podle použité technologie:
- spalovací motory,
 - spalovací turbíny,
 - parní turbíny,
 - Stirlingovy motory,
 - palivové články.

2.3. Oblasti použití

a) Průmyslové areály a technologické podniky

V poslední době je použití kogeneračních jednotek do průmyslových podniků velice výhodnou záležitostí, jednak z hlediska úspor nákladů na elektřinu, tak i dosažením výroby energie s vysokou účinností. Pro návrh kogenerační jednotky pro průmyslové podniky je důležitým faktorem kontinuální využití tepla a také z hlediska rentability zařízení spotřeba vyrobené elektřiny přímo v průmyslovém areálu. Rovněž musí být brán zřetel i na pracovní směny. Nejčastějším využitím vyrobeného tepla je jeho upotřebení pro podnikové technologie, např. pece, lakovací linky a další technologie

potřebující pro své fungování teplo. Návrh kogeneračních jednotek vychází vždy dle dané spotřeby tepla areálu. Pokud výrobní technologie daného závodu využívá chladu, může být ke kogenerační jednotce připojen absorpční chladič, tím dojde k zefektivnění využití zařízení během celého roku. Teplo vyrobené v této jednotce slouží, jak už bylo výše zmíněno, pro různé technologie, ale také pro vytápění objektů nebo ohřev TV. V podnicích, kde je rozvod tepla realizován v podobě teplé vody nebo páry, může sloužit vyrobené teplo z jednotky jako přehřev této topné vody nebo pro přípravu páry. Vyrobená elektrická energie je optimálně spotřebovávána přímo v areálu nebo v případě instalace jednotek s vyšším elektrickým výkonem může být vyvedena do elektrické sítě. U průmyslových podniků se můžeme setkat i s tzv. ostrovním systémem, kdy elektrická energie je spotřebována přímo v areálu a areál není připojen přívodní linkou na elektrickou síť.

b) Bazény, wellness zařízení a sportovní střediska

Velkou výhodou použití kogenerační výroby u těchto objektů je denní 12-hodinový provoz po celý rok. Z toho důvodu se jeví použití kogeneračních jednotek velice efektivním. Vyrobené teplo je užíváno pro ohřev bazénů, vytápění, ohřev teplé vody a jiných technologií, které tyto objekty potřebují. Další kladným faktorem je využití vyrobené elektrické energie pro vlastní spotřebu objektu a to k pohonu čerpadel, vzduchotechniky, osvětlení a jiných zařízení. Z hlediska ekonomické návratnosti je spotřeba elektrické energie určujícím kritériem pro dimenzování jednotky.

c) Zdravotnická zařízení

Spotřeba energie v nemocnicích bývá po celý rok stejná. Spotřeba elektřiny a tepla tudíž bývá rovnoměrná. V nemocnicích a jiných zdravotnických zařízeních fungujících v celodenním provozu je tedy velice výhodné instalovat kogenerační jednotky. Během letních měsíců můžeme teplo zpracovávat i na chlad v trigenerační soustavě. Každé nemocniční zařízení musí být podle zákona vybaveno záskokovým zdrojem pro pokrytí spotřeby v případě výpadku. Nejčastěji se pro tento úkon používají jednotky se spalovacím naftovým motorem.

d) Zemědělské podniky - bioplynové stanice

Dnes už je poměrně časté v zemědělských areálech vyrábět bioplyn z biologických odpadů (jako jsou kejda, hnůj a jiné). Plyn se získává z fermentorů při anaerobní fermentaci. Plyn je následně dopravován do kogeneračních jednotek v bioplynových

stanicích. Teplo se spotřebovává na ohřev fermentačních nádrží a pro vytápění přilehlých budov, ale převážná část tepla je mařena. V současné době se uvažuje o využívání bioplynu pro systémy zásobování teplem ve městech. Plyn by se dovedl v bioplynovodech do města, kde by se spaloval v kogeneračních jednotkách sloužících jako výtopenský zdroj. Elektřina je většinou prodávána do sítě, což se jeví jako nejlepší řešení. Získáme peníze za odkup MWh silové části elektrické energie a také za příspěvek na KVET.

e) Skládky komunálního odpadu

U skládek komunálního odpadu dochází k tlení odpadu, čímž je produkován tzv. skládkový plyn. Tento plyn má v sobě poměrně dobrý energetický potenciál, a proto je využíván jako palivo pro kogenerační jednotky. Teplo z KGJ může být dále využíváno pro zlepšení procesu tlení a tím získávání většího množství skládkového plynu, nebo se dá uplatnit pro vytápění a ohřev teplé vody pro objekty přilehlé ke skládce. Vyrobená elektrická energie je většinou prodávána do sítě s tím, že existuje opět příspěvek za KVET pro spalování skládkového plynu.

f) Lokální výtopny

Využití KGJ pro lokální plynové výtopny má velký potenciál. Kogenerační jednotka je navržena pro pokrytí části potřeby tepla, nejčastěji v rozmezí kolem 30 - 40% maximální spotřeby. Vyrobené teplo slouží pro přípravu TV a pro vytápění v městských aglomeracích. Z důvodu nízké spotřeby elektrické energie, pouze pro čerpací práci čerpadel a jiných prvků, je vyrobená elektrická energie dodávána do sítě.

g) Nákupní centra

Obchodní střediska se dají považovat za perfektní příklad uplatnění kogeneračních jednotek. Mají kontinuální provoz během celého roku, tudíž stálou spotřebu energií. Navíc se jeví jako výhodné využívat vyrobenou elektrickou energii pro vlastní spotřebu. Vyrobenou elektřinu využíváme pro chod ventilátorů a klimatizace a v neposlední řadě pro osvětlení objektu. Pro celoroční provoz kogenerační jednotky se nabízí přidání absorpčního chlazení a tím získávání chladu pro letní měsíce.

h) Čistírny odpadních vod

V objektech čistíren jsou velmi výhodné podmínky pro kombinovanou výrobu tepla a elektřiny. Při procesu čištění vody dochází k sedimentaci a odstraňování kalů. V důsledku anaerobních procesů se vytváří tzv. kalový plyn. Tento plyn je pak spalován v kogeneračních jednotkách. Teplem se vyhřívají nádrže s čistírenským kalem, aby docházelo k lepší fermentaci organických látek a tím k větší produkci plynu. Elektřina je spotřebovávána pro pohony technologických agregátů a čerpadel.

3. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie

V České republice je dodávka tepla nebo elektřiny zabezpečována dvěma způsoby – oddělenou (samostatná výroba tepla ve výtopnách a samostatná výroba elektrické energie v elektrárnách) nebo společnou výrobou. V ČR je samostatná výroba elektrické elektřiny nejčastěji realizována prostřednictvím elektráren, které pracují s kondenzačními nebo protitlakými turbínami. Účinnost výroby se pak pohybuje v rozmezí 30-40 %. Účinnost přeměny elektrické energie je závislá na parametrech admisní páry vstupující do turbíny, na druhu použitého paliva v parních kotlích a dalších provozních hodnotách. Pro navýšení účinnosti jsou využity mezipřehřevy mezi jednotlivými stupni turbíny.

Naopak u společné výroby tepla nejčastěji užíváme termín kogenerace. Kogenerační výrobu můžeme zabezpečit mnoha způsoby. Může nastat i speciální varianta kogenerace, a to ta, že k výrobě tepla a elektřiny přibude ještě chlad. Potom hovoříme o trigeneraci.

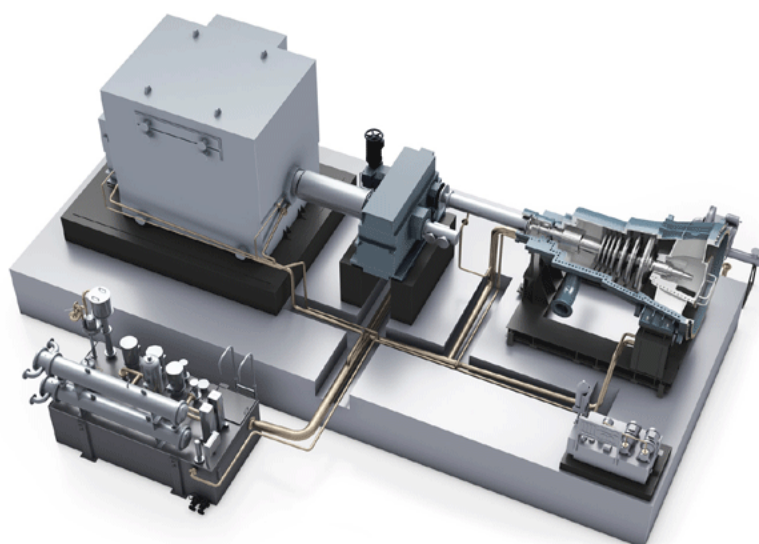
3.1. Parní kogenerační jednotky

U parních kogeneračních jednotek (obr. 3-1) je hnacím médiem přehřátá pára, která je produkována v parních kotlích. Parní kotle mohou jako palivo užívat pevné (uhlí, biomasa), kapalné (biopaliva, lehký topný olej, těžký topný olej) nebo plynné paliva (zemní plyn, koksárenský plyn). Hnací jednotkou, kde dochází k přeměně na mechanickou práci, může být protitlaká turbína, kondenzační odběrová turbína nebo parní motor.

Elektrický výkon turbíny závisí na následujících parametrech:

- vstupních parametrech přehřáté páry (teplota, tlak),
- protitlaku v turbíně (tlak na výstupu z turbíny),
- termodynamické účinnosti turbíny,
- množství přehřáté páry vstupující do turbíny,
- účinnosti generátoru, mechanické účinnosti a spojkové účinnosti.

Hřídel generátoru je napojena na turbínu buď napřímo nebo přes převodovku (čelní nebo planetová převodovka). V případě, že máme k dispozici nižší parametry páry nebo sytou páru, můžeme použít parního motoru. Dále zde existuje i možnost pracovat s přehřátou párou. Parní motor je poháněn asynchronním generátorem, který může pracovat kondenzačně nebo do protitlaku. Sytou nebo přehřátou páru nám vyrábí parní kotle.



Obr.3-1 Parní turbína s generátorem [9]

3.2. Kogenerační jednotky s plynovou turbínou

Spalovací turbína (obr. 3-2) se skládá ze tří částí. První část je axiální kompresor, který slouží pro nasátí spalovacího vzduchu z okolí a jeho následnému stlačení na požadovaný kompresní poměr. Druhou částí je spalovací komora, kde je přiveden stlačený vzduch a dochází k míchání vzduchu s palivem a následnému spálení. Spaliny jsou vedené přes řadu lopatek a dochází k expanzi a k mechanické práci turbíny.

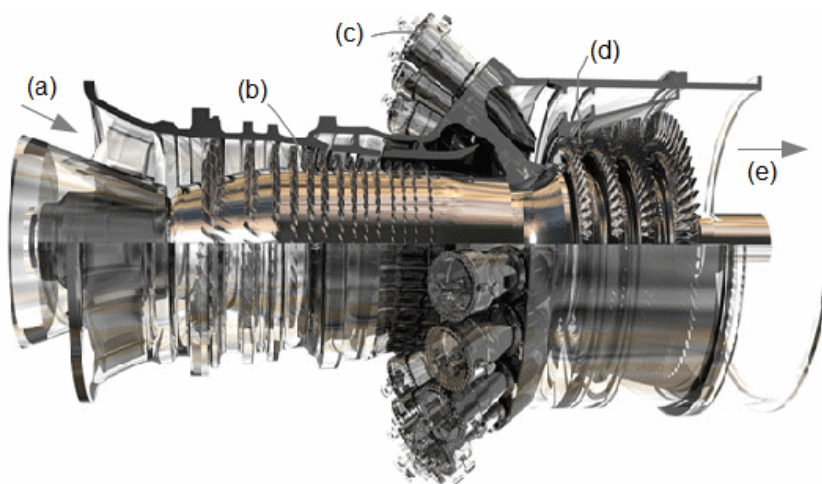
Stlačený spalovací vzduch je do spalovací turbíny přiváděn se značným přebytkem, a to z důvodu snížení teploty spalin z 1500 °C na rozmezí 900-1200 °C, což je přípustná

mez z hlediska materiálu spalovací turbíny. Existují i lopatky z keramických materiálů, které jsou schopny odolávat větším teplotám, ale jsou poměrně nákladné, což se projeví na ceně celého zařízení. Z turbíny vystupují spaliny o teplotě 450-600 °C, které dále můžeme využít k toplovým nebo technologickým účelům.

K nejčastějším typům uspořádání spalovací turbíny patří varianta, kdy na společné hřídeli jsou umístěny vzduchový kompresor, alternátor a elektromotor sloužící k najiždění celého soustrojí. Z tohoto vyplývá, že část mechanické práce je využita pro pohon alternátoru a kompresoru.

Existují také řešení, kdy můžeme zvýšit účinnost zavedením spalín vycházejících z turbíny do spalínového kotle, ve kterém budeme vyrábět páru pro parní turbíny (protitlaké nebo kondenzační). Kombinaci plynové turbíny, spalínového kotle a parní turbíny potom nazýváme paroplynovým cyklem.

Mezi hlavní přednosti spalovacích turbín je rychlost njetí, změny výkonu a možnost dodávky tepla v páře nebo horké vodě. Nevýhodou potom je vysoká hlučnost, použití ušlechtilých paliv a horší účinnost při nižším zatížení.



(a sání vzduchu; b turbokompresor; c spalovací komory; d turbína; e výstup spalin)

Obr.3-2 Řez spalovací turbínou [15]

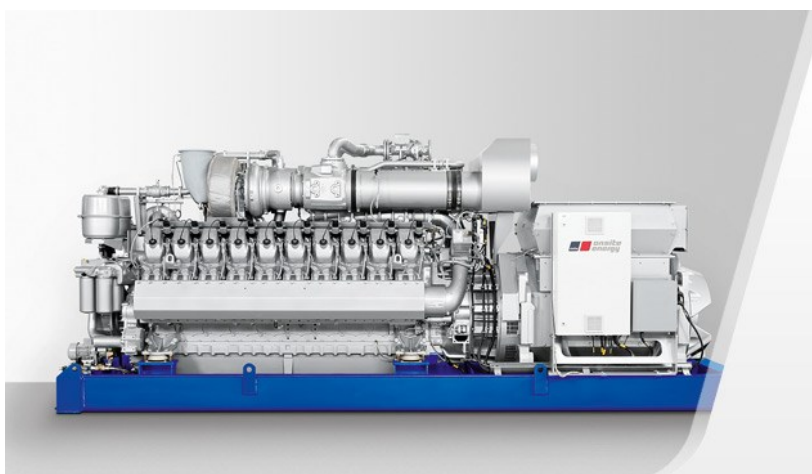
3.3. Kogenerační jednotky s pístovými spalovacími motory

Základními komponenty kogeneračních jednotek s pístovými motory (obr. 3-3) jsou spalovací motor, který pohání elektrický generátor, a soustava tepelných výměníků. Tepelné výměníky předávají teplo z chlazení bloku motoru a mazacího oleje (výměník glykol-voda nebo voda-voda) nebo teplo ze spalín (výměník spaliny-voda). Pístové

spalovací motory jsou v porovnání se spalovacími turbínami daleko většími a složitějšími zařízeními, navíc mají větší tepelnou účinnost.

Spalovací motory jsou tepelné stroje, které mění energii obsaženou v palivu při spalovacím procesu na mechanickou práci. Následně je v generátoru přeměněna na elektrickou energii. Generátory u nižších výkonů jsou asynchronní a u vyšších výkonů potom synchronní.

Mezi hlavní přednosti kogeneračních jednotek se spalovacími motory řadíme rychlé njetí, stálá pohotovost, vyšší účinnost, schopnost pracovat s nízkým tlakem plynu a možnost dálkového ovládání provozu. Za nevýhody potom považujeme mez výkonů (cca do 35 MW), malou možnost přetížení motoru, nutnost neustálého chlazení, časté servisní úkony (výměna oleje), hlučnost, vibrace a neexistující možnost spouštění pod zatížením.



Obr.3-3 Kogenerační jednotka společnosti MTU na zemní plyn [10]

Výhody KGJ se spalovacími motory	Nevýhody KGJ se spalovacími motory
Okamžitý start (v řádu sekund)	Neobnovitelná paliva
Dokážou špičkovat	Velké rozměry
Vysoká účinnost	Vysoké nároky na údržbu
Možnost rychlých změn výkonů	Vysoká spotřeba oleje
Možnost dálkového řízení	Hlučnost
Dlouhá životnost	Složité konstrukční celky
	Vibrace

Tab. 3-1 Výhody a nevýhody KGJ se spalovacími motory

4. Trigenerace

Pojmem trigenerace se rozumí kombinovaná výroba tepla, elektřiny a chladu. V dnešní době patří k nejčastěji využívané technologii pro chlazení u klimatizovaných objektů použití kompresorového chlazení. Velkou nevýhodou tohoto způsobu chlazení bývá, že kompresory pro svou kompresní činnost musí být napájeny elektrickou energií ze sítě. Lepší variantou je nahradit toto kompresorové chlazení absorpčním chlazením. Absorpční chlazení je pak poháněno tepelnou energií z kogeneračních jednotek. Takto navrženým řešením dochází k úspoře elektrické energie, navíc dosáhneme zvýšení využitelnosti kogenerační jednotky tím, že prodloužíme provoz kogenerační jednotky přes letní měsíce.

Absorpční jednotka se skládá, podobně jako kompresorové chlazení, z výparníku a kondenzátoru. Největší rozdíl mezi kompresorovým chlazením a absorpčním je, že absorpční nevyužívá kompresor na elektrický pohon, ale tzv. „termokompresor“. Termokompresor je složen z absorbéru, vypuzovače a čerpadla. V absorbéru jsou páry chladiva odcházející z výparníku pohlcovány a vzniká „bohatý roztok“. Ten je dále čerpán do vypuzovače, kde se chladivo teplem z kogenerační jednotky vypudí z bohatého roztoku na „chudý roztok“ a páry chladiva. Páry chladiva kondenzují v kondenzátoru za odvodu tepla z chladících věží a po seškrcení na redukčním ventilu jsou opět nastříknuty do výparníku. Chudý roztok se přes škrcení vrací do absorbéru.

5. Mikrokogenerace

Pojmem mikrokogenerace jsou označeny jednotky na kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie s nízkým elektrickým výkonem, přibližně do 30 kW. U těchto jednotek je považováno teplo za hlavní produkt, vedlejším produktem je pak elektřina. Jedná se o velice efektivní způsob vytápění a ohřevu teplé vody. Vyrobenou elektrickou energii se u takto malých výkonů nevyplácí prodávat do distribuční sítě. Mnohem lepším způsobem se jeví elektrickou energii využívat pro vlastní spotřebu. Zde potom kromě úspor za silovou část dochází i k částečným úsporám za distribuční poplatky účtované dodavatelem energie. V případě, že se najde užití pro obě tyto energie v místě instalace, jsou mikrokogenerační jednotky velice zajímavým zdrojem z hlediska návratnosti investice.

6. Příspěvek za kombinovanou výrobu elektřiny a tepla

V současné době stát podporuje provoz některých zdrojů na výrobu tepla a elektřiny, které by svým provozem nedokázaly být rentabilní, ale zároveň jsou to zdroje, které jsou z nějakého pohledu ekologické. Ať už z hlediska použití paliva, jako třeba obnovitelné zdroje energie, nebo z hlediska vysoké účinnosti zařízení tím, že využívají většího potenciálu paliva, jako jsou kogenerační jednotky.

Pro kogenerační jednotky existuje příspěvek za kombinovanou výrobu tepla a elektřiny, který se objevuje v Zákoně o podporovaných zdrojích energie 165/2015 Sb. nebo ve vyhláškách např. číslo 346/2015 Sb. Tento příspěvek zaručuje získávání státní podpory pro kogenerační zdroje za každou vyrobenou MWh elektrické energie. Jedinou podmínkou je, že celková účinnost zařízení musí přesáhnout alespoň 75% a také musí být využita veškerá tepelná energie. Nesmí docházet k tzv. maření.

Tento příspěvek je vyhlašován každoročně v cenovém rozhodnutí Energetického regulačního úřadu. Je stanoven pro různé zdroje podle použití paliva – biomasa, zemní plyn nebo druhotné zdroje. Na obrázku č. 6-1 jsou vidět příspěvky KVET na výrobu elektřiny z dřevního a degazačního plynu.

1.

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu		Zelené bonusy [Kč/MWh]
	a	b	c	m
650	Výroba elektřiny spalováním dřevního plynu ve stávajícím výrobním zdroji elektřiny	-	31.12.2015	1 120
651	Výroba elektřiny spalováním dřevního plynu	-	31.12.2015	800

Obr.6-1 Příspěvek za KVET pro spalování dřevního plynu [14]

Takto provozované zdroje jsou pak velmi rentabilní. Tyto zdroje nemusí být navrhovány podle počtu provozních hodin nebo podle elektrického výkonu, jako je tomu u zemního plynu. Proto zařízení spalující dřevní nebo degazační plyn, která zároveň vyrábějí elektrickou energii, jsou navrhována tak, aby byla v provozu co nejvíce hodin během roku. V této diplomové práci proto v návrhu kogenerační jednotky bude uvažováno s tím, aby jednotka byla provozována co nejvíce hodin a také se zeleným bonusem ve výši 800 Kč/MWh vyrobené elektrické energie.

7. Důlní a degazační plyn

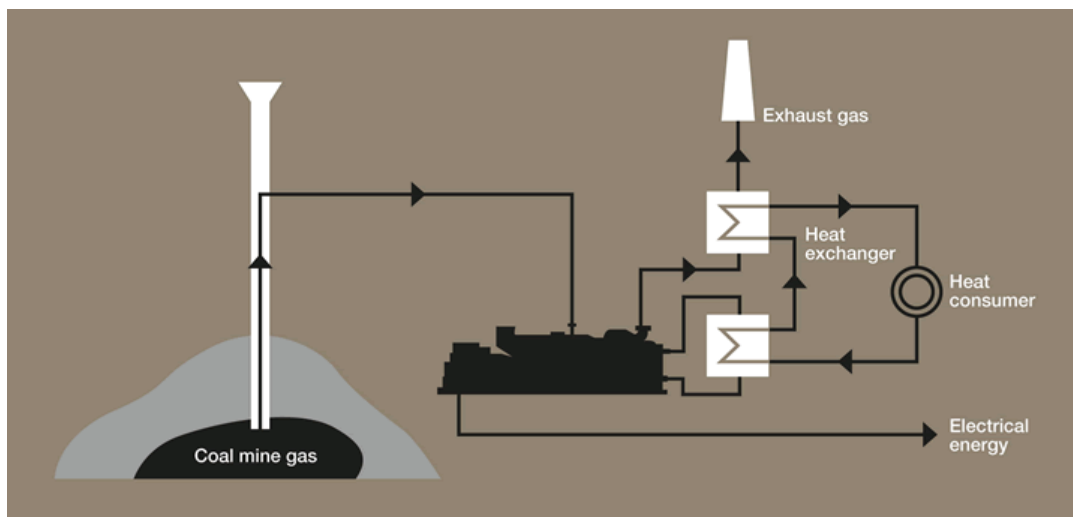
Důlní a degazační plyn je nedílnou součástí těžby černého uhlí a je převážně tvořen metanem. Jeho vznik je způsoben tvorbou uhlí z biomasy, čili při zuhelnňování. Důlní a degazační plyn se proto dá považovat za druhotný zdroj energie. Rozdíl mezi důlním a degazačním plynem není pouze ve složení a čistotě, ale především v tom, že degazační plyn pochází z aktivních dolů (ty, které jsou ještě využívány pro těžbu) a důlní plyn pochází z uzavřených slojí. Otvíráním těchto uhelných slojí z důvodu těžby dochází k jeho uvolňování. Může přitom docházet i k jeho uvolňování na zemský povrch, což může mít neblahý dopad na životní prostředí, potažmo se může negativně podílet na změnách klimatu, jelikož metan je považován za tzv. skleníkový plyn. Při kontaktu s kyslíkem v určité koncentraci (od 5 do 15 % plynu ve vzduchu) také může být velice výbušný. Jeho složení je závislé na mnoha aspektech, kterými mohou být geologické aspekty, podmínky spojené s těžbou nebo provozní situace dolů. Důlní a degazační plyn se tedy získává jak ventilací dolů aktivních, tak i dolů již uzavřených. Složení důlního a degazačního plynu je tvořeno metanem, který se většinou pohybuje v rozmezí od 30 do 70%, kyslíkem do 5 % (v činných dolech), oxidem uhličitým do 10 % a zbytek tvoří dusík. Výhřevnost plynu se pohybuje okolo 11 až 20 MJ/m³.

S ohledem na minimální náklady spojené se získáváním důlního a degazačního plynu se jedná o velmi zajímavý zdroj energie. Z pohledu energetického obsahu i složení lze důlní a degazační plyn srovnávat s bioplynem, který má ostatně podobné složení (40 až 60 % metanu, CO₂ a další plyny v malých množstvích) i použitelnost.

Jak již bylo zmíněno výše, tak důlní a degazační plyn může být velice nebezpečný pro lidi nebo pro životní prostředí. Především v aktivních dolech musí být zajištěno jeho odčerpávání tak, aby byla zajištěna především bezpečnost horníků před explozí. Z tohoto důvodu se v minulosti používala pasivní opatření jako označení míst výstupu plynu nebo odsávání plynu v kontrolních místech s jeho následným spalováním v místě výtlaču kompresorů.

Tato opatření přispěla sice k zajištění bezpečnosti v okolí, nevyužila však energetický potenciál důlního a degazačního plynu, naopak vykazovala spotřebu energie (pohon kompresorů) a zatěžovala ovzduší emisemi z otevřeného spalování důlního plynu.

V posledních letech nastal výrazný posun z hlediska zajištění bezpečnosti okolí, využití energetického potenciálu důlního a degazačního plynu i ochrany životního prostředí v podobě výstavby kogeneračních jednotek, spalujících důlní a degazační plyn v místech jeho výskytu (obrázek č. 7-1). Kromě uvedených přínosů není zanedbatelný ani ekonomický efekt z prodeje vyrobené elektřiny a tepla.



Obr.7-1 Schéma využití degazačního plynu v KGJ [14]

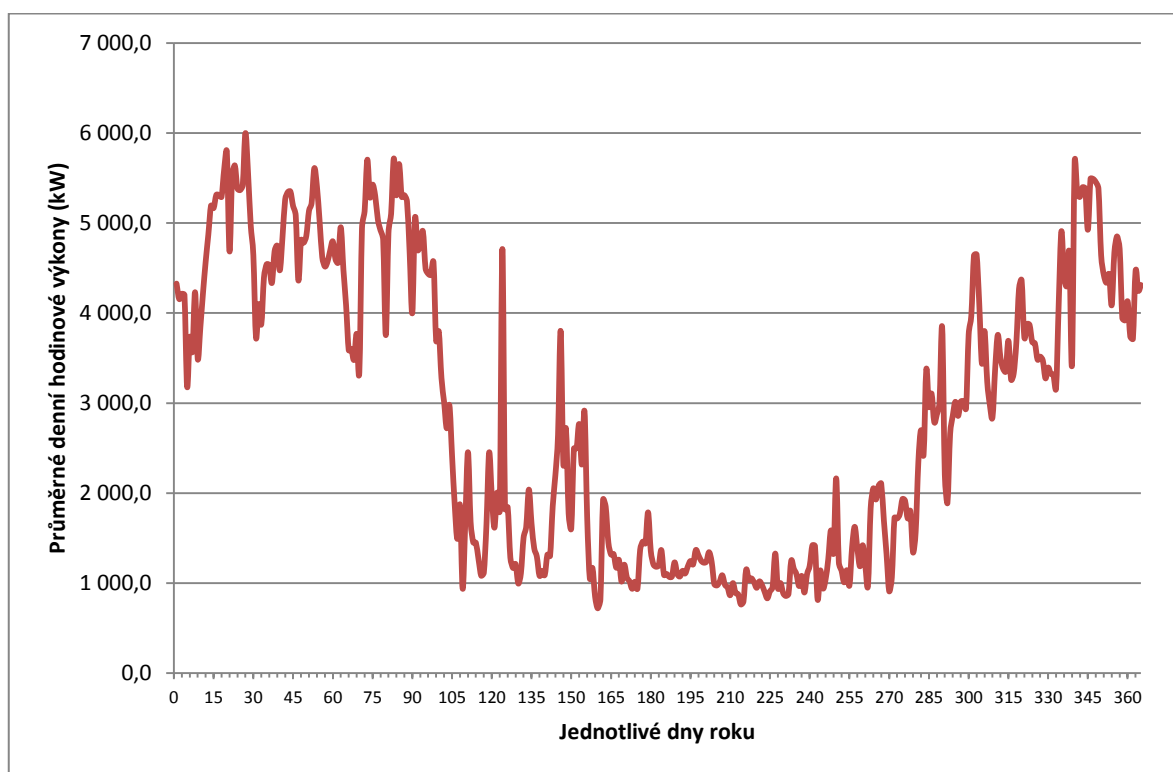
8. Řešený objekt

V areálu klienta se nachází jedna kotelna, která slouží pro celé energetické hospodářství dolu. V současné době je výroba tepla zajištěna pomocí kotlů a elektřina je nakupována z distribuční sítě. Pro vytápění objektů jsou určeny dva horkovodní kotle s výkonem 8 MW spalující degazační plyn nebo lehký topný olej. Druhý kotel je určen nejen pro pokrytí tepelného výkonu v době špiček, ale především slouží jako záloha prvního. Z hlediska zabezpečení tepelného výkonu jsou doly povinny mít 100% zálohu tepelného výkonu, proto jsou zde nainstalovány dva kotle stejného výkonu. Pro přípravu teplé vody a pro letní měsíce je určen jeden kotel o výkonu 1 MW spalující degazační plyn nebo lehký topný olej. Pro vytápění objektů je také využito rekuperace několika kompresorů. Elektřina je dodávána třemi linkami vysokého napětí. Jedna z nich je používána pouze jako záložní. Zálohu některých strojů jako těžní stroj pokrývají dieselaagregáty, a to z důvodu, že by došlo na šachtě k výpadku elektrické energie nebo k havárii. Musí být zabezpečen bezpečný výstup horníků zpátky na povrch. Klient uvažuje do budoucna s implementací kogenerační jednotky, která by částečně šetřila klientovi peníze za nákup silové elektřiny a mohla by zajistit dobrou rentabilitu zařízení z hlediska použití dostupného degazačního plynu.

9. Návrh kogenerační jednotky

9.1. Analýza dat od klienta

Od provozovatele kotelny, kde by se v budoucnu měla instalovat kogenerační jednotka, jsem získal hodnoty denní spotřeby tepla za kalendářní rok 2014 na vytápění areálu a přípravu teplé vody. Tato data jsou obsažena v příloze č. 1 této diplomové práce. Takto poskytnutá data jsem analyzoval v tabulkovém procesoru EXCEL s tím, že jsem z denních maxim vytvořil průměrné hodinové. Tato data jsem vynesl do grafu č. 9-1 a následně provedl seřazení výkonu od největšího po nejmenší pro navržení výkonu kogenerační jednotky (graf č. 9-2). Z grafu č. 9-2 je patrné, že kotle jsou předimenzovány. Graf také nemusí vykazovat správné hodnoty z hlediska mírných posledních tří zimních období. Pro návrh kogenerační jednotky jsou tato data ale dostačující s tím, že zde existuje jistota, že daná kogenerační jednotka bude provozována podle návrhu.



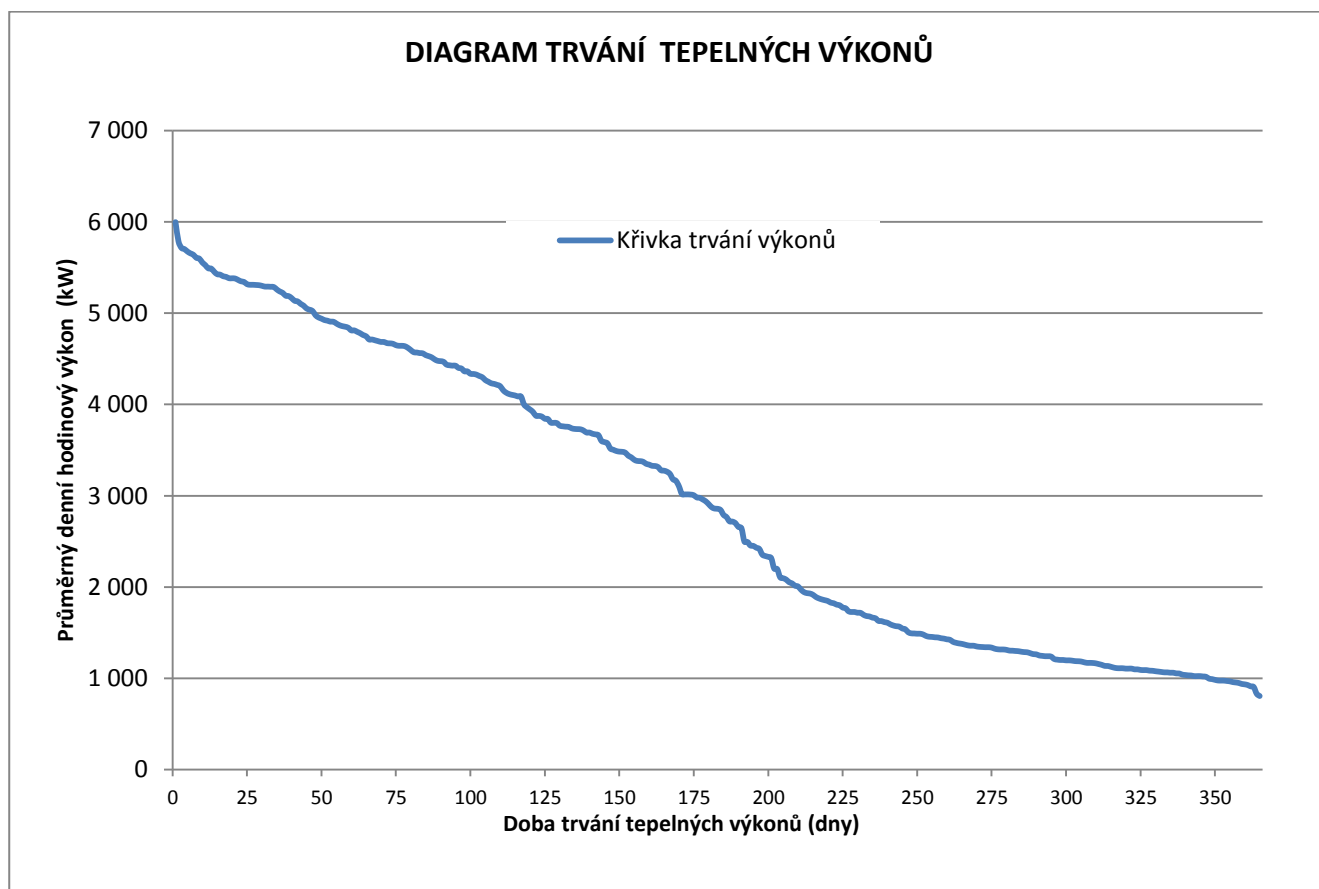
Graf 9-1 Průběh spotřeby tepla

Z grafu č. 9-1 jsem odhadl, že za letní měsíce lze považovat červen, červenec a srpen, kdy je spotřeba tepla pouze pro přípravu teplé vody. Podle tohoto faktu je potom možné odhadnout, že příprava teplé vody je během roku konstantní. Váženým průměrem

spotřeby tepla těchto tří letních měsíců jsem dospěl k faktu, že příprava teplé vody představuje 25 % z celkové spotřeby tepla, což je 3406 GJ pro přípravu teplé vody. Zbylých 75 % vyrobeného tepla je použito pro vytápění objektů. V tabulce č. 9-1 jsou tyto hodnoty přehledně zobrazeny.

Měsíc v roce	Měsíční spotřeba tepla [GJ]	Měsíční spotřeba tepla pro ÚT[GJ]	Měsíční spotřeba tepla pro TV [GJ]
1	12 718	9 312	3 406
2	11 608	8 202	3 406
3	12 678	9 272	3 406
4	7 228	3 822	3 406
5	4 877	1 471	3 406
6	3 935	0	3 935
7	3 299	0	3 299
8	2 984	0	2 984
9	3 794	388	3 406
10	7 520	4 114	3 406
11	9 170	5 764	3 406
12	12 453	9 047	3 406

Tab. 9-1 Měsíční spotřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody

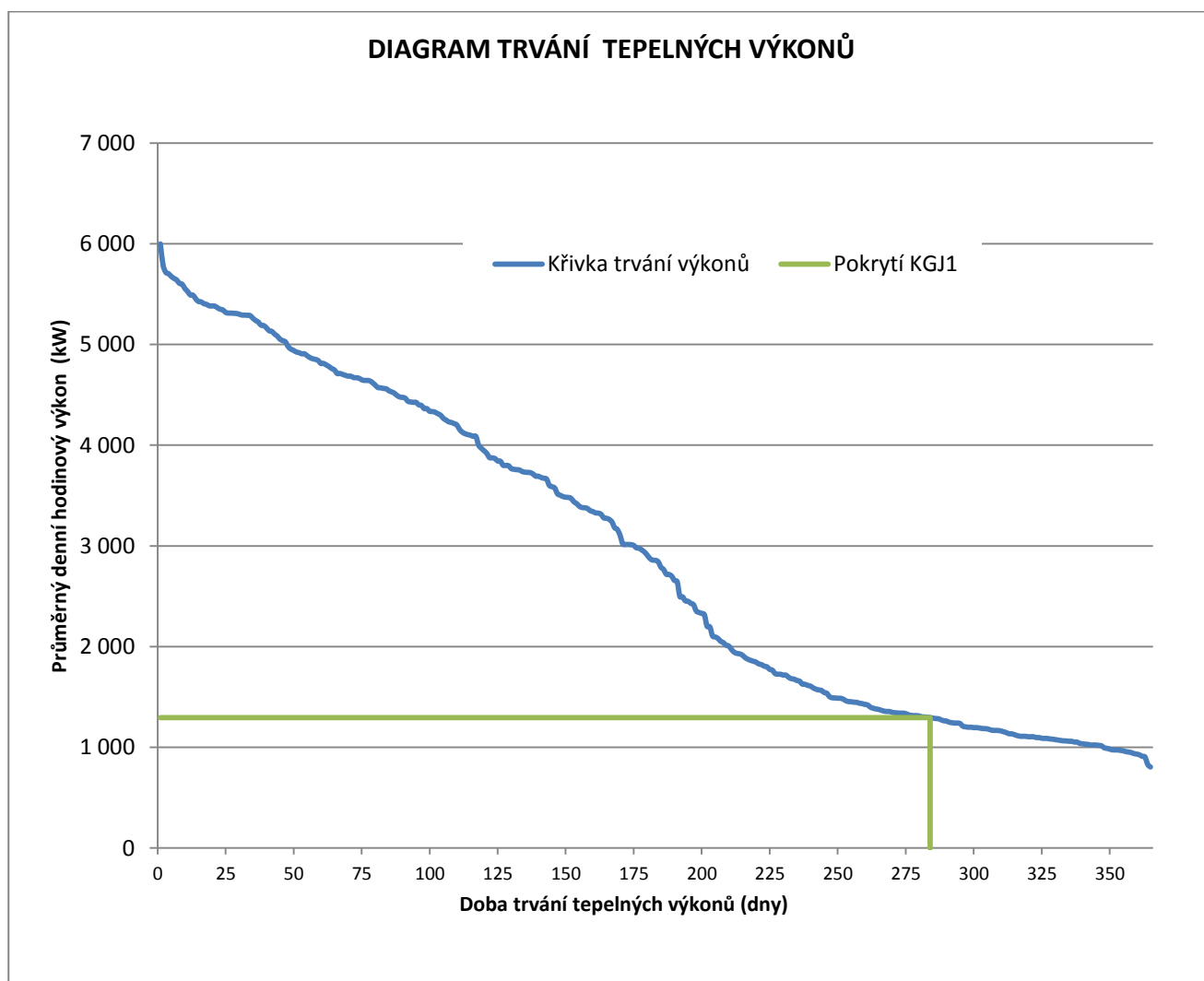


Graf 9-2 Setříděné průměrné denní výkony pro důl

9.2. Navržení kogenerační jednotky bez modulace výkonu

Dále jsem navrhl kogenerační jednotku do seříděných výkonů v grafu č. 9-3. Takto navržená kogenerační jednotka by mohla svým tepelným výkonem pokrýt spotřebu tepla pro přípravu teplé vody během celého roku. Mohla by tedy nahradit kotel o výkonu 1 MW, který by dále sloužil jako záloha nebo v případě poruch nebo vykonávání servisních úkonů na kogenerační jednotce.

Hlavním kritériem pro návrh bylo nejen pokrytí tohoto výkonu kotle z hlediska tepla, ale zároveň aby měla dostatečný elektrický výkon, který by mohl ušetřit dolů alespoň částečně nějaké náklady na elektrickou energii. Z grafu č. 9-3 je patrné, že jednotka bude provozována 285 dnů za rok, což je 6 840 hodin při jejím jmenovitém výkonu. Pro celoroční provoz musí být navržena akumulací nádrž.



Graf 9-3 Návrh kogenerační jednotky na jmenovitý tepelný výkon

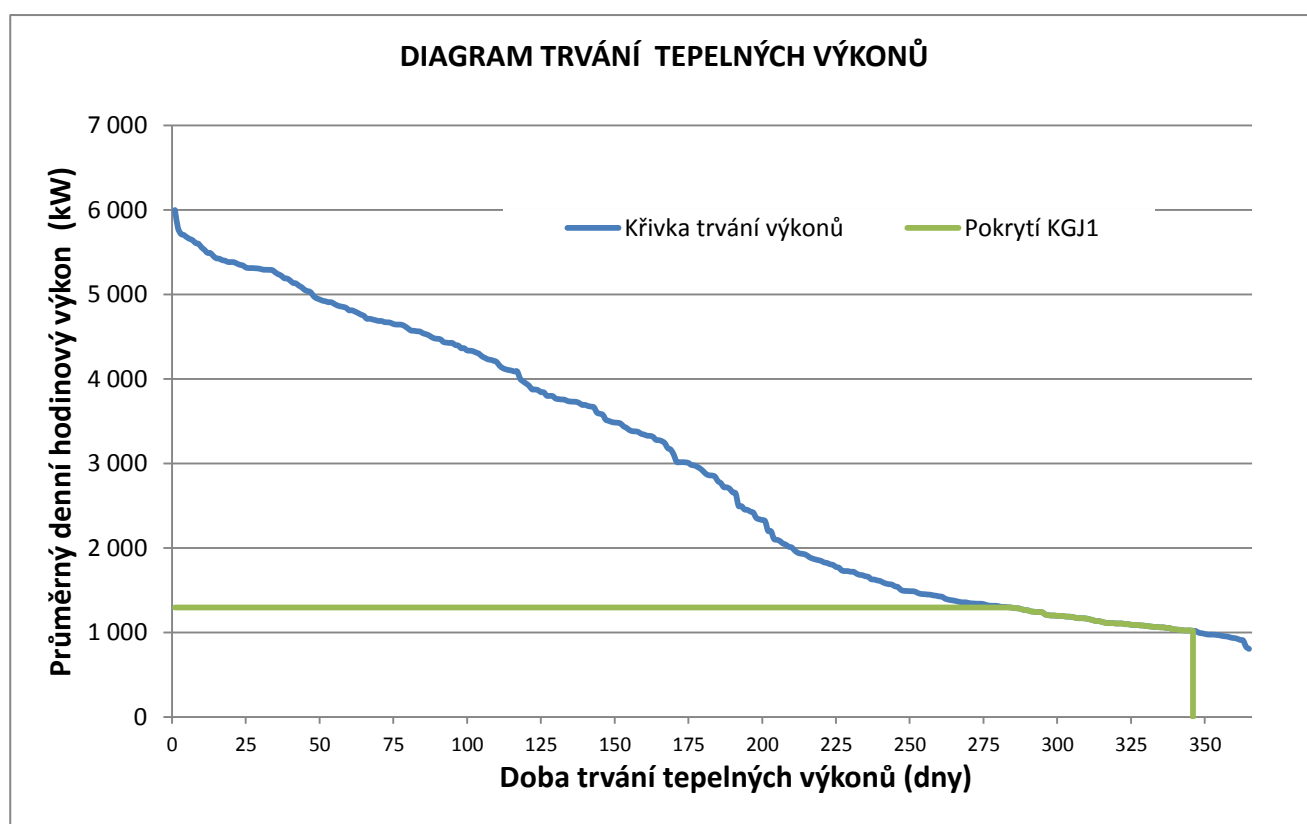
9.3. Navržení kogenerační jednotky s modulací výkonu

Kogenerační jednotky umožňují i modulaci tepelného výkonu. Tato modulace je prováděna pomocí snížení spotřeby paliva. Promítne se především na účinnosti zařízení, ale může i zaručit delší provoz zařízení během roku.

V grafu č. 9-4 je navržena kogenerační jednotka s 75% modulací tepelného výkonu tabulka č. 9-2. Takto navržená jednotka by opět svým tepelným výkonem mohla pokrýt přípravu teplé vody a nahradila by 1 MW kotel, který by přešel do zálohy nebo byl provozován v případě poruchy nebo vykonávání servisních úkonů KGJ. Z grafu č. 9-4 je patrné, že jednotka bude provozována 325 dnů za rok, což je 7800 hodin při jejím jmenovitém výkonu. Aby jednotka mohla být provozována během celého roku, musí být na část tepelného výkonu navržena akumulární nádrž.

Modulace tepelného výkonu	Hodnota	Jednotka
Spotřeba při 100 %	439	m_N^3/h
Spotřeba při 75 %	336	m_N^3/h
Spotřeba při 50 %	235	m_N^3/h

Tab. 9-2 Spotřeba kogenerační jednotky při modulaci tepelného výkonu [12]



Graf 9-4 Návrh kogenerační jednotky se 75% modulací tepelného výkonu

9.4. Kogenerační jednotka TEDOM QUANTO 1200

Kogenerační jednotky (dále jen KGJ) TEDOM řady Quanto se řadí mezi stroje středních a vyšších výkonů, v nichž jsou použity průmyslové plynové motory renomovaných výrobců.



Obr.9-1 Motor společnosti MWM spalující degazační plyn [13]

KGJ Quanto D1200 je uspořádána v kontejnerové skříni pro venkovní provedení (pohledy na jednotku jsou obsaženy v přílohách 2-5 této diplomové práce). Obsahuje prostor, ve kterém je umístěno soustrojí motor-generátor na základovém rámu a tepelné zařízení jednotky a prostor pro elektrické rozváděče. Součástí dodávky je chladicí jednotka technologického okruhu pro odvedení nevyužitého tepelného výkonu do okolní atmosféry. KGJ je určena pro důlní plyn nebo degazační plyn, pro paralelní provoz se sítí: 400V/50 Hz. Základní technické údaje kogenerační jednotky jsou uvedeny v tab.č. 9-3. Teplovodní okruh je přizpůsoben teplotnímu spádu 90/70°C.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý elektrický výkon	1200	kW
Maximální tepelný výkon	1295	kW
Příkon v palivu	2852	kW
Elektrická účinnost	42,1	%
Tepelná účinnost	43,9	%
Celková účinnost	86	%
Spotřeba plynu při 100 % výkonu	439	m_N^3/h
Spotřeba plynu při 75 % výkonu	336	m_N^3/h
Spotřeba plynu při 50 % výkonu	235	m_N^3/h
Emise CO při O ₂ =5%	300	mg/m_N^3
Emise NO _x při O ₂ =5%	500	mg/m_N^3

Tab. 9-3 Technické parametry kogenerační jednotky QUANTO 1200 [12]

Zdrojem elektrické energie je synchronní generátor pracující s napětovou hladinou 400 V při frekvenci 50 Hz a při účinnosti 1.

K pohonu generátoru je využíván plynový spalovací motor TCG2020V12 (obr. č. 9-1) od společnosti MWM s následujícími parametry:

Parametr	Hodnota	Jednotka
Počet válců	12	-
Uspořádání válců	Do V	-
Vrtání x zdvih	170 x 195	mm
Kompresní poměr	13,5	-
Otáčky	1500	min ⁻¹
Maximální výkon motoru	1295	kW

Tab. 9-4 Technické parametry motoru KGJ QUANTO 1200 [12]

Tepelný systém je z hlediska odběru tepelného výkonu tvořen sekundárním okruhem. Sekundární okruh je určen k využití v topné soustavě uživatele, přebírá teplo z primárního okruhu. Tepelný výkon technologického okruhu je měřen v chladicí jednotce.

Sekundární okruh představuje okruh, kterým je zajištěno vyvedení hlavního tepelného výkonu jednotky (získané částečným předchlazením plnicí směsí, chlazením vodního pláště motoru a spalín). Standardně okruh pracuje s teplotami vratné vody od 40 do 70 °C. Dodržení nejvyšší teploty 70 °C je nutné pro bezporuchový chod. Části sekundárního okruhu umístěné ve venkovním prostoru (propojovací potrubí) musí být zabezpečeny proti zamrznutí. Okruh je vybaven oběhovým čerpadlem.

Primární okruh je charakterizován jako vnitřní uzavřený tlakový okruh, který odebírá teplo z vodního pláště motoru a spalínového výměníku a předává ho do sekundárního okruhu. Teplonosným médiem je sloučenina vody s glykolem. Nemá-li v okrajových provozních režimech možné odvést tepelný výkon okruhu, lze tento výkon nebo jeho část odvádět chladicí jednotkou pro nouzové chlazení.

Technologický okruh je tvořen chlazením plnicí směsí spalovacího motoru. Teplotní úroveň kapaliny tohoto okruhu bezprostředně ovlivňuje vychlazení plnicí směsí spalovacího motoru a tím dosažení základních technických údajů KGJ. Okruh pracuje s teplotou chladicí kapaliny (na vstupu do chladiče plnicí směsí) 50 °C. Chladicí jednotka pro předávání tepelného výkonu okruhu do venkovního prostředí (výměník kapalina - vzduch) je instalována na střeše kontejnerové skříně.

Nevyužitelné teplo (vysálané z horkých částí) je z jednotky odváděno ventilačním vzduchem, který do KGJ vstupuje otvory na čelní stěně kontejneru. Vzduch prostupuje diagonálně vnitřním prostorem a vystupuje v protilehlé části na bokách kontejnerové skříňe prostřednictvím tlumiče hluku. Proudění ventilačního vzduchu zajišťují ventilátory uvnitř kontejneru.

9.5. Servis kogenerační jednotky

Kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem musí podléhat častým servisním úkonům, a to z hlediska stárnutí nebo opotřebení dílů kogenerační jednotky během provozu nebo z hlediska poruch.

Jednotlivé servisní úkony jsou doporučeny výrobcem po určitých provozních hodinách až do konce životnosti stroje (viz. obrázek č. 9-2). Životnost zařízení u takto vysokých výkonů se pohybuje kolem 60 – 80 tisíc provozních hodin.

- Servisní úkon TO1

Tento servisní úkon zahrnuje drobné opravy zařízení. Jsou zde prováděny kontroly mazacího systému a výměna oleje, kontrola zapalovacího systému (výměna kabelů a svíček), kontrola a úprava prvků přívodu spalovacího vzduchu a ventilační trasy, kontrola a případná oprava spalínové cesty (těsnost, izolace, spalínový výměník, tlumič hluku), kontrola a oprava elektroinstalace.

- Servisní úkon TO2

Dochází k servisním úkonům TO1, ale také je nad rámec přidána kontrola a případná oprava chladicího okruhu (hadice, izolace, čerpadla, stav chladicí kapaliny), kontrola a případná oprava plynové soustavy (těsnost, armatury, bezpečnostní prvky), kontrola bezpečnostních prvků zařízení, kontrola izolací.

- Servisní úkon E

Ošetření E10, E30, E40, E45, E50, E55, E60, E70 jsou úkony, které jsou stanoveny pro samotné soustrojí motorgenerátoru a jeho komponentů. Tyto úkony jsou prováděny přímo výrobcem v servisních periodách podle obrázku č. 10-6. Jedná se například o čištění spalínového výměníku tepla, výměny válců a hlavy válců, kontroly startéru, katalyzátorů atd.

- Servisní úkon SO

Střední oprava kogenerační jednotky představuje druh celkové opravy, při níž se provádí kontrola stavu jednotlivých uzlů kogenerační jednotky, zjištění stupně opotřebení všech dílů a jejich případná oprava.

- Servisní úkon GO

Generální oprava kogenerační jednotky představuje celkovou renovaci. Je s ní spojena výměna a obnova hlavních dílů jako je motor, generátor, startér, izolace, katalyzátoru a plynový pohon.

Motohodiny	TO 1	TO 2	E10	E30	E40	E45	E50	E55	E60	E70	SO	GO
50			X									
2000	X			X								
4000	X				X							
6000		X		X								
8000	X				X							
10000	X			X								
12000		X			X	X						
14000	X			X								
16000	X						X					
16050			X									
18000		X		X								
20000	X				X							
22000	X			X								
24000		X			X			X				
26000	X			X								
28000	X				X							
30000		X		X								
32000	X								X		X	
32050			X									
34000	X			X								
36000		X			X	X						
38000	X			X								
40000	X				X							
42000		X		X								
44000	X				X							
46000	X			X								
48000		X					X	X				
48050			X									
50000	X			X								
52000	X				X							
54000		X		X								
56000	X				X							
58000	X			X								
60000		X			X	X						
62000	X			X								
64000										X		X

Obr.9-2 Servisní úkony podle počtu provozních hodin [11]

V dalších výpočtech této diplomové práce je počítáno s tím, že kogenerační jednotka nebude schopna využít celoročního rozsahu hodin z důvodu servisních úkonů na jednotce. Servisní úkon TO1 a TO2 není časově náročný, ale další servisní etapy už jsou časově náročnější. Při návrhu akumulčního zásobníku tepla a při výpočtu ekonomiky je uvažováno se středním servisním úkonem SO, který podle odhadu výrobce jednotky zabírá asi 10 dní v roce. Proto maximální provoz jednotky může být 355 dní za rok.

10. Stechiometrie spalování degazačního plynu

Hodnoty pro výpočet stochiometrických rovnic pro spalování degazačního plynu (složení paliva):

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Metan	CH ₄	43	%
Oxid uhličitý	CO ₂	4	%
Kyslík	O ₂	3	%
Dusík	N ₂	50	%
Výhřevnost	Q _i	16,3	MJ/m ³
Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti	v	1,03	-

Tab. 10-1 Složení degazačního plynu a jeho parametry

Teoretické množství kyslíku:

$$V_{O_2, teor} = \sum \left[\left(x + \frac{y}{4} \right) * C_x H_y \right] + 0,5 * CO + 0,5 * H_2 + 1,5 * H_2S - O_2 \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.1]$$

$$V_{O_2, teor} = 2 * CH_4 - O_2$$

$$V_{O_2, teor} = 2 * 0,43 - 0,03$$

$$V_{O_2, teor} = 0,83 \, m_N^3/m_N^3$$

Teoretické množství vzduchu:

$$V_{vz, teor}^s = \frac{V_{O_2, teor}}{0,21} \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.2]$$

$$V_{vz, teor}^s = \frac{0,83}{0,21}$$

$$V_{vz, teor}^s = 3,95 \, m_N^3/m_N^3$$

Přebytek vzduchu:

$$V_{vz, skut}^s = 7,86 \, m_N^3/m_N^3$$

$$\lambda = \frac{V_{vz, skut}^s}{V_{vz, teor}^s} \quad [-] \quad [10.3]$$

$$\lambda = \frac{7,86}{3,95}$$

$$\lambda = 1,99$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu:

$$V_{vz,skut}^v = V_{vz,skut}^s * v \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.4]$$

$$V_{vz,skut}^v = 7,86 * 1,03$$

$$V_{vz,skut}^v = 8,095 \text{ } m_N^3/m_N^3$$

Teoretické množství CO₂ ve spalínách:

$$V_{CO_2} = CO + CO_2 + \sum(x * C_xH_y) \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.5]$$

$$V_{CO_2} = CO_2 + 1 * CH_4$$

$$V_{CO_2} = 0,04 + 1 * 0,43$$

$$V_{CO_2} = 0,47 \text{ } m_N^3/m_N^3$$

Teoretické množství N₂ ve spalínách:

$$V_{N_2} = 0,79 * V_{vz,teor}^s + N_2 \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.6]$$

$$V_{N_2} = 0,79 * 3,95 + 0,5$$

$$V_{N_2} = 3,62 \text{ } m_N^3/m_N^3$$

Teoretické množství suchých spalín:

$$V_{sp,teor}^s = V_{CO_2} + V_{N_2} \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.7]$$

$$V_{sp,teor}^s = 0,47 + 3,62$$

$$V_{sp,teor}^s = 4,09 \text{ } m_N^3/m_N^3$$

Skutečné množství suchých spalín:

$$V_{sp,skut}^s = V_{sp,teor}^s + (\lambda - 1) * V_{vz,teor}^s \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.8]$$

$$V_{sp,skut}^s = 4,09 + (1,99 - 1) * 3,95$$

$$V_{sp,skut}^s = 8,01 \text{ } m_N^3/m_N^3$$

Teoretické množství H₂O ve spalínách:

$$V_{H_2O, teor} = H_2 + H_2S + \sum \left(\frac{y}{2} * C_x H_y \right) + (v - 1) * V_{vz, teor}^s \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.9]$$

$$V_{H_2O, teor} = 2 * CH_4 + (v - 1) * V_{vz, teor}^s$$

$$V_{H_2O, teor} = 2 * 0,43 + (1,03 - 1) * 3,95$$

$$V_{H_2O, teor} = 0,98 \, m_N^3/m_N^3$$

Teoretické množství vlhkých spalín:

$$V_{sp, teor}^v = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O, teor} \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.10]$$

$$V_{sp, teor}^v = 0,47 + 3,62 + 0,98$$

$$V_{sp, teor}^v = 5,07 \, m_N^3/m_N^3$$

Skutečné množství H₂O ve spalínách:

$$V_{H_2O, skut} = V_{H_2O, teor} + [(v - 1) * (\lambda - 1) * V_{vz, teor}^s] \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.11]$$

$$V_{H_2O, skut} = 0,98 + [(1,03 - 1) * (1,99 - 1) * 3,95]$$

$$V_{H_2O, skut} = 0,115 \, m_N^3/m_N^3$$

Skutečné množství vlhkých spalín:

$$V_{sp, skut}^v = V_{sp, skut}^s + V_{H_2O, skut} \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.12]$$

$$V_{sp, skut}^v = 8,01 + 0,115$$

$$V_{sp, skut}^v = 8,125 \, m_N^3/m_N^3$$

Skutečné množství N₂ ve spalínách:

$$V_{N_2, skut} = 0,79 * (\lambda - 1) * V_{vz, teor}^s + V_{N_2} \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.13]$$

$$V_{N_2, skut} = 0,79 * (1,99 - 1) * 3,95 + 3,62$$

$$V_{N_2, skut} = 6,71 \, m_N^3/m_N^3$$

Skutečné množství O₂ ve spalínách:

$$V_{O_2,skut} = 0,21 * (\lambda - 1) * V_{vz,teor}^s \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [10.14]$$

$$V_{O_2,skut} = 0,21 * (1,99 - 1) * 3,95$$

$$V_{O_2,skut} = 0,82 m_N^3/m_N^3$$

Koncentrace N₂ v suchých spalínách:

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2,skut}}{V_{sp,skut}^s} * 100 \quad [\%] \quad [10.15]$$

$$\omega_{N_2} = \frac{6,71}{8,01} * 100$$

$$\omega_{N_2} = 83,77 \%$$

Koncentrace O₂ v suchých spalínách:

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2,skut}}{V_{sp,skut}^s} * 100 \quad [\%] \quad [10.16]$$

$$\omega_{O_2} = \frac{0,82}{8,01} * 100$$

$$\omega_{O_2} = 10,24 \%$$

Koncentrace CO₂ v suchých spalínách:

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp,skut}^s} * 100 \quad [\%] \quad [10.17]$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{0,47}{8,01} * 100$$

$$\omega_{CO_2} = 5,87 \%$$

Koncentrace N₂ ve vlhkých spalínách:

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2,skut}}{V_{sp,skut}^v} * 100 \quad [\%] \quad [10.18]$$

$$\omega_{N_2} = \frac{6,71}{8,125} * 100$$

$$\omega_{N_2} = 82,59 \%$$

Koncentrace O₂ ve vlhkých spalinách:

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2,skut}}{V_{sp,skut}^v} * 100 \quad [\%] \quad [10.19]$$

$$\omega_{O_2} = \frac{0,82}{8,125} * 100$$

$$\omega_{O_2} = 10,09 \%$$

Koncentrace H₂O ve vlhkých spalinách:

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O,skut}}{V_{sp,skut}^v} * 100 \quad [\%] \quad [10.20]$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{0,115}{8,125} * 100$$

$$\omega_{H_2O} = 1,42 \%$$

Koncentrace CO₂ ve vlhkých spalinách:

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp,skut}^v} * 100 \quad [\%] \quad [10.21]$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{0,47}{8,125} * 100$$

$$\omega_{CO_2} = 5,78 \%$$

Koncentrace jednotlivých složek spalin:

Složka	Koncentrace v suchých spalinách	Koncentrace ve vlhkých spalinách	Jednotka
N ₂	83,77	82,59	%
O ₂	10,24	10,09	%
H ₂ O	0	1,42	%
CO ₂	5,87	5,78	%

Tab. 10-2 Koncentrace složek spalin degazačního plynu

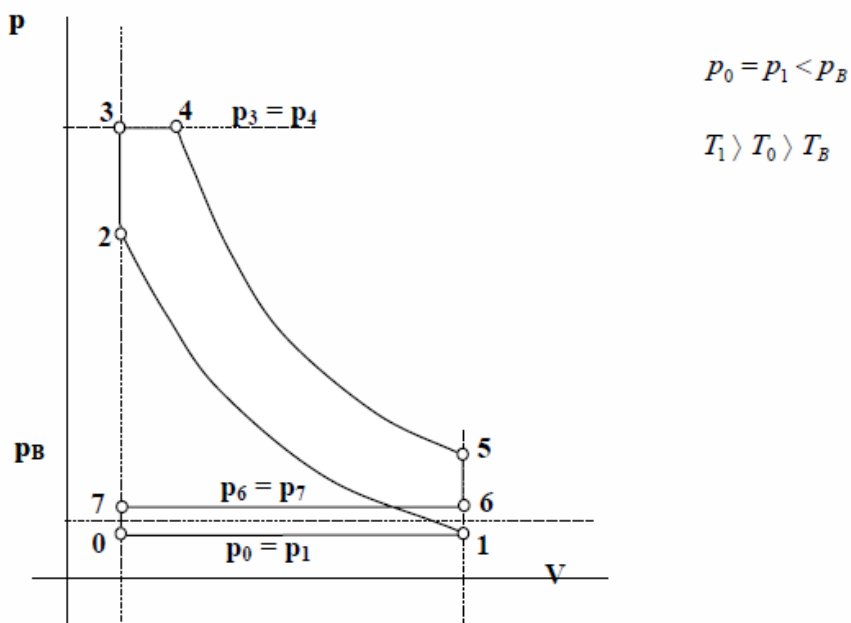
11. Výpočet výkonu spalovacího motoru

Hodnoty pro výpočet ideálního oběhu spalovacího motoru:

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr pístu	D	0,17	m
Délka zdvihu	s	0,195	m
Kompresní poměr	ε	13,5	-
Otáčky	n	1500	min ⁻¹
Počet válců	i	12	-
Výhřevnost paliva	Q_i	16,3	MJ/ m ³
Přebytek spalovacího vzduchu	λ	1,99	-
Teoretické množství spalovacího vzduchu	$V_{vz,teor}$	3,95	m ³ /cyklus
Teoretické množství vlhkých spalín	$V_{sp,teor}^v$	5,07	m ³ /cyklus
Tlak v sání	p_1	0,25	MPa
Teplota v sání	t_1	70	°C
Tlak v výfuku	p_6	0,35	MPa
Teplota plynu při normálních podmínkách	t_N	101,325	kPa
Tlak plynu při normálních podmínkách	p_N	15	°C
Objemová účinnost	η_V	90	%
Polytropický exponent komprese	n_k	1,25	-
Poissonova konstanta	κ	1,4	-
Stupeň vyhoření paliva při v=k	x	0,6	-
Podíl tepla odvedeného chlazením	x_{chlaz}	0,3	-
Podíl tepla odvedeného při v=k	x_p	0,2	-
Podíl tepla odvedeného při výfuku	x_v	0,1	-
Účinnost spalování	η_{ch}	95	%
Polytropický exponent expanze	η_e	1,25	-
Mechanická účinnost	η_m	82	%
Vyplnění diagramu	η_p	0,8	-
Skutečné množství spalín vlhkých	$V_{sp,skut}^v$	8,125	m ³ /cyklus

Tab. 11-1 Hodnoty pro výpočet idealizovaného cyklu

Idealizovaný tepelný oběh spalovacího motoru:



Obr. 11-1 Idealizovaný cyklus

Zdvihový objem:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad [\text{m}^3] \quad [11.1]$$

$$V_z = \frac{\pi \cdot 0,17^2}{4} \cdot 0,195$$

$$V_z = 4,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Kompresní poměr:

Kompresní poměr je určen poměrem objemu válce v dolní úvrati ku objemu škodlivého prostoru – pístem v dolní úvrati.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_z + V_2}{V_2} \quad [-] \quad [11.2]$$

Výrobce kogenerační jednotky nám kompresní poměr uvádí ve svém technickém listu:

$$\varepsilon = 13,5 \quad [-] \quad [11.3]$$

Objem škodlivého prostoru:

Tento objem je v oběhu charakterizován bodem 2.

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \quad [\text{m}^3] \quad [11.3]$$

$$V_2 = \frac{4,43 \cdot 10^{-3}}{13,5 - 1}$$

$$V_2 = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Objem pracovního prostoru:

Tento objem je v oběhu charakterizován bodem 1.

$$V_1 = V_z + V_2 \quad [\text{m}^3] \quad [11.4]$$

$$V_1 = 4,43 \cdot 10^{-3} + 3,5 \cdot 10^{-4}$$

$$V_1 = 4,78 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Kompresní poměr plnicího dmyhadla:

U přeplňovaných motorů je výše tlaku v sání dána kompresním poměrem plnicího dmyhadla a je vždycky vyšší než barometrický tlak.

$$\varepsilon_D = \frac{p_1}{p_B} \quad [-] \quad [11.5]$$

$$\varepsilon_D = \frac{250}{100}$$

$$\varepsilon_D = 2,5$$

11.1. Sání

Ideální cyklus pro motory na plynná paliva:

$$V_{plyn}^+ = \frac{V_z}{1 + \lambda \cdot V_{vz, teor}} \cdot \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad [\text{m}_N^3/\text{cyklus}] \quad [11.6]$$

$$V_{plyn}^+ = \frac{4,43 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,99 \cdot 3,95} \cdot \frac{250}{101,325} \cdot \frac{273,15}{343,15}$$

$$V_{plyn}^+ = 9,82 \cdot 10^{-4} \text{ m}_N^3/\text{cyklus}$$

Zahrnutí nedokonalosti vypláchnutí pracovního prostoru (objemová účinnost η_V):

Hodnota objemové účinnosti je závislá na konstrukci motoru a jejich otáčkách.

$$V_{plyn, ned}^+ = V_{plyn}^+ * \eta_V \quad [m_N^3/cyklus] \quad [11.7]$$

$$V_{plyn, ned}^+ = 9,82 * 10^{-4} * 0,90$$

$$V_{plyn, ned}^+ = 8,84 * 10^{-4} m_N^3/cyklus$$

Určení množství paliva pro celý motor pro plynná paliva v ideálním oběhu:

$$V_{plyn} = V_{plyn, ned}^+ * i * \frac{n}{2} \quad [m_N^3/s] \quad [11.8]$$

$$V_{plyn} = 8,84 * 10^{-4} * 12 * \frac{1500}{2 * 60}$$

$$V_{plyn} = 0,13 m_N^3/s$$

Celkové teplo přivedené na jeden cyklus:

$$Q_{cyklus} = V_{plyn, ned}^+ * \eta_{ch} * Q_i \quad [kJ/cyklus] \quad [11.9]$$

$$Q_{cyklus} = 8,84 * 10^{-4} * 0,95 * 16800$$

$$Q_{cyklus} = 14,1 \text{ kJ/cyklus}$$

11.2. Komprese

Hlavním předpokladem pro ideální oběh spalovacího motoru je polytropická komprese s konstantní hodnotou polytropického exponentu n_k .

Tlak na konci komprese (bod 2):

$$p_2 = p_1 * \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n_k} \quad [\text{Pa}] \quad [11.10]$$

$$p_2 = 0,25 * \left(\frac{4,78 * 10^{-3}}{3,5 * 10^{-4}}\right)^{1,25}$$

$$p_2 = 6,56 \text{ MPa}$$

Teplota na konci komprese (bod 2):

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n_k-1} \quad [\text{K}] \quad [11.11]$$

$$T_2 = 343,15 * \left(\frac{4,78*10^{-3}}{3,5*10^{-4}}\right)^{1,25-1}$$

$$T_2 = 659,7 \text{ K}$$

Měrná tepelná kapacita při stálém objemu pro bod 1:

$$c_{v,1} = c_{v,CO2,1} * \omega_{CO2} + c_{v,H2O,1} * \omega_{H2O} + \\ + c_{v,O2,1} * \omega_{O2} + c_{v,N2,1} * \omega_{N2} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} * \text{K})] \quad [11.12]$$

$$c_{v,1} = 0,694 * 0,0578 + 3,975 * 0,0142 + 0,6642 * 0,1009 + 0,7442 * 0,8259$$

$$c_{v,1} = 0,778 \text{ kJ}/(\text{kg} * \text{K})$$

Měrná tepelná kapacita při stálém objemu pro bod 2:

$$c_{v,2} = c_{v,CO2,2} * \omega_{CO2} + c_{v,H2O,2} * \omega_{H2O} + \\ + c_{v,O2,2} * \omega_{O2} + c_{v,N2,2} * \omega_{N2} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} * \text{K})] \quad [11.13]$$

$$c_{v,2} = 0,9901 * 0,0578 + 1,707 * 0,0142 + 0,7957 * 0,1009 + 0,8318 * 0,8259$$

$$c_{v,2} = 0,849 \text{ kJ}/(\text{kg} * \text{K})$$

Teplo odvedené během komprese:

$$q_{12} = \frac{n_k - \kappa}{n_k - 1} * (T_1 * c_{v,1} - T_2 * c_{v,2}) \quad [\text{J}/\text{kg}] \quad [11.14]$$

$$q_{12} = \frac{1,25-1,4}{1,25-1} * (343,15 * 0,778 - 659,7 * 0,849)$$

$$q_{12} = 175,87 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Kompresní práce:

$$A_{12} = \frac{p_1 * V_1}{n_k - 1} * \left(1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n_k - 1} \right) \quad [\text{J/cyklus}] \quad [11.15]$$

$$A_{12} = \frac{250000 * 4,78 * 10^{-3}}{1,25 - 1} * \left(1 - \left(\frac{4,78 * 10^{-3}}{3,5 * 10^{-4}} \right)^{1,25 - 1} \right)$$

$$A_{12} = -4408 \text{ J/cyklus} = -4,41 * 10^{-3} \text{ MJ/cyklus}$$

Kompresní příkon motoru:

$$P_{12} = A_{12} * i * \frac{n}{2} \quad [\text{W}] \quad [11.16]$$

$$P_{12} = 4408 * 12 * \frac{1500}{2 * 60}$$

$$P_{12} = 661,2 \text{ kW}$$

Vnitřní energie v bodě 2:

$$U_2 = V_{plyn, ned}^+ * \lambda * V_{vz, teor} * u_2 \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.17]$$

$$U_2 = 8,84 * 10^{-4} * 1,99 * 3,95 * 437,97$$

$$U_2 = 3,04 \text{ kJ/cyklus}$$

11.3. Přívod tepla (spalování při V=konst.)

Přívod tepla mezi body 1 – 3 je uskutečňován jako izochorická změna.

Teplo přivedené mezi body 1 – 3:

$$Q_{23} = V_{plyn, ned}^+ * Q_i * x * \eta_{ch} \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.18]$$

$$Q_{23} = 8,84 * 10^{-4} * 16300 * 0,6 * 0,95$$

$$Q_{23} = 8,21 \text{ kJ/cyklus}$$

Vnitřní energie v bodě 3:

$$U_3 = U_2 + Q_{23} \quad [\text{J/cyklus}] \quad [11.19]$$

$$U_3 = 3,04 + 8,21$$

$$U_3 = 11,25 \text{ kJ/cyklus}$$

Skutečné množství spalin:

$$V_{sp,skut} = [V_{sp,teor}^v + V_{vz,teor} * (\lambda - 1)] * V_{plyn,ned}^+ \quad [m_N^3/m_N^3] \quad [11.20]$$

$$V_{sp,skut} = [5,07 + 3,95 * (1,99 - 1)] * 8,84 * 10^{-4} *$$

$$V_{sp,skut} = 7,94 * 10^{-3} m_N^3/m_N^3$$

Měrná vnitřní energie v bodě 3:

$$u_3 = \frac{U_3}{V_{sp,skut}} \quad [\text{kJ}/m_N^3] \quad [11.21]$$

$$u_3 = \frac{11,25}{7,94 * 10^{-3}}$$

$$u_3 = 1417 \text{ kJ}/m_N^3$$

Teplota na konci izochorického přívodu tepla:

Teplota je určena z regresivní funkce vnitřní energie $u=a*t+b*t^2$

$$u_3 = 1,12773485 * t_3 + 0,00008609 * t_3^2 \quad [^\circ\text{C}] \quad [11.22]$$

$$1417 = 1,12773485 * t_3 + 0,00008609 * t_3^2$$

Řešením kvadratické rovnice dostaneme teplotu t_3

$$D = b^2 - 4 * a * c = (1,12773485)^2 - 4 * 0,00008609 * (-1417) = 1,64$$

$$t_3 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2 * a} = \frac{-1,12773485 + \sqrt{1,64}}{2 * 0,00008609}$$

$$t_3 = 1399 \text{ }^\circ\text{C} = 1672,15 \text{ K}$$

Tlak na konci izochorického přívodu tepla:

$$p_3 = p_2 * \frac{T_3}{T_2} \quad [\text{MPa}] \quad [11.23]$$

$$p_3 = 6,56 * \frac{1672,15}{659,7}$$

$$p_3 = 16,63 \text{ MPa}$$

Objem na konci izochorického přívodu tepla 3:

$$V_3 = V_2 \quad [\text{m}^3] \quad [11.24]$$

$$V_3 = 3,5 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Součinitel izochorického nárůstu tlaku:

$$\lambda_p = \frac{p_3}{p_2} \quad [-] \quad [11.25]$$

$$\lambda_p = \frac{16,63}{6,56}$$

$$\lambda_p = 2,54$$

11.4. Přívod tepla (spalování při p=konst.)

Přívod tepla mezi body 3 – 4 je uskutečňován jako izobarická změna.

Teplo, přivedené při izobarické změně spalování:

$$Q_{34} = V_{plyn,ned}^+ * Q_i * \eta_{ch} * (1 - x) \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.26]$$

$$Q_{34} = 8,84 * 10^{-4} * 16300 * 0,95 * (1 - 0,6)$$

$$Q_{34} = 5,48 \text{ kJ/cyklus}$$

Teplo, odvedené chlazením:

$$Q_{chlaz,34} = Q_{cyklus} * x_{chlaz} * x_p \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.27]$$

$$Q_{chlaz,34} = 14,1 * 0,3 * 0,2$$

$$Q_{chlaz,34} = 0,846 \text{ kJ/cyklus}$$

Měrná entalpie v bodě 3:

Teplota je určena z regresivní funkce vnitřní energie $i=a*t+b*t^2$

$$a = i_{CO_2} * \omega_{CO_2} + i_{N_2} * \omega_{N_2} + i_{O_2} * \omega_{O_2} + i_{H_2O} * \omega_{H_2O}$$

$$a = 1,736 * 0,0578 + 1,284 * 0,8259 + 1,321 * 0,1009 + 1,473 * 0,0142$$

$$a = 1,315$$

$$b = i_{CO_2} * \omega_{CO_2} + i_{N_2} * \omega_{N_2} + i_{O_2} * \omega_{O_2} + i_{H_2O} * \omega_{H_2O}$$

$$b = 4,131 * 10^{-4} * 0,0578 + 1,085 * 10^{-4} * 0,8259 + 1,416 * 10^{-4} * 0,1009 + \\ + 2,504 * 10^{-4} * 0,0142$$

$$b = 1,313 * 10^{-4}$$

$$i_3 = 1,315 * t_3 + 1,313 * 10^{-4} * t_3^2 \quad [kJ/m_N^3] \quad [11.28]$$

$$i_3 = 1,315 * 1399 + 1,313 * 10^{-4} * 1399^2$$

$$i_3 = 2061 kJ/m_N^3 = 2,061 MJ/m_N^3$$

Entalpie v bodě 3:

$$I_3 = V_{sp,skut} * i_3 \quad [kJ/cyklus] \quad [11.29]$$

$$I_3 = 7,94 * 10^{-3} * 2061$$

$$I_3 = 16,36 kJ/cyklus$$

Entalpie v bodě 4:

$$I_4 = I_3 + Q_{34} - Q_{chlaz,34} \quad [kJ/cyklus] \quad [11.30]$$

$$I_4 = 16,36 + 5,48 - 0,846$$

$$I_4 = 20,99 kJ/cyklus$$

Měrná entalpie v bodě 4:

$$i_4 = \frac{I_4}{V_{sp,skut}} \quad [\text{kJ/m}^3] \quad [11.31]$$

$$i_4 = \frac{20,99}{7,94 * 10^{-3}}$$

$$i_4 = 2644 \text{ kJ/cyklus}$$

Teplota v bodě 4:

Teplota je určena z regresivní funkce vnitřní energie $i = a \cdot t + b \cdot t^2$

$$i_4 = 1,240448192 * t_4 + 0,000128202 * t_4^2 \quad [^\circ\text{C}] \quad [11.32]$$

$$2644 = 1,240448192 * t_4 + 0,000128202 * t_4^2$$

Řešením kvadratické rovnice dostaneme teplotu t_4

$$D = b^2 - 4 * a * c = (1,240448192)^2 - 4 * 0,000128202 * (-2644) = 2,8946$$

$$t_4 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2 * a} = \frac{-1,240448192 + \sqrt{2,5905}}{2 * 0,000128202}$$

$$t_4 = 1798 \text{ } ^\circ\text{C} = 2071,15 \text{ K}$$

Objem v bodě 4:

$$V_4 = V_3 * \frac{T_4}{T_3} \quad [\text{m}^3] \quad [11.33]$$

$$V_4 = 3,5 * 10^{-4} * \frac{2071,15}{1672,15}$$

$$V_4 = 4,34 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Tlak v bodě 4:

$$p_4 = p_3 \quad [\text{Pa}] \quad [11.34]$$

$$p_4 = 16,63 \text{ MPa}$$

Součinitel plnění:

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} \quad [-] \quad [11.35]$$

$$\rho = \frac{4,34 \cdot 10^{-4}}{3,5 \cdot 10^{-4}}$$

$$\rho = 1,24$$

Expanzní práce při izobarické změně:

$$A_{34} = p_4 * (V_4 - V_3) \quad [\text{J/cyklus}] \quad [11.36]$$

$$A_{34} = 16,63 * 10^6 * (4,34 * 10^{-4} - 3,5 * 10^{-4})$$

$$A_{34} = 1397 \text{ J/cyklus}$$

11.5. Polytropická expanze

Hlavním předpokladem pro ideální oběh spalovacího motoru je polytropická komprese s konstantní hodnotou polytropického exponentu n_e .

Objem v bodě 5:

$$V_5 = V_1 \quad [\text{m}^3] \quad [11.37]$$

$$V_5 = 4,78 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Tlak na konci expanze:

$$p_5 = p_4 * \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{n_e} \quad [\text{MPa}] \quad [11.38]$$

$$p_5 = 16,63 * \left(\frac{4,34 \cdot 10^{-4}}{4,78 \cdot 10^{-3}}\right)^{1,25}$$

$$p_5 = 0,83 \text{ MPa}$$

Teplota na konci expanze:

$$T_5 = T_4 * \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{n_e-1} \quad [\text{K}] \quad [11.39]$$

$$T_5 = 2071,15 * \left(\frac{4,34*10^{-4}}{4,78*10^{-3}}\right)^{1,25-1}$$

$$T_5 = 1137 \text{ K}$$

Expanzní polytropická práce:

$$A_{45} = \frac{p_4 * V_4}{\eta_e - 1} * \left[1 - \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{n_e-1}\right] \quad [\text{J/cyklus}] \quad [11.40]$$

$$A_{45} = \frac{16,63*10^6 * 4,34*10^{-4}}{1,25-1} * \left[1 - \left(\frac{4,34*10^{-4}}{4,78*10^{-3}}\right)^{1,25-1}\right]$$

$$A_{45} = 13022 \text{ J/cyklus}$$

11.6. Výfuk

Tlak v bodě 6 je vyšší než tlak barometrický u atmosférického motoru. Velikost přetlaku je dána odporem výfukového traktu. U přeplňovaných motorů je tlak v bodě 6 vyšší než tlak v průběhu plnění – potřebný tlakový poměr turbodmychadla. Výfuk je rozdělen do dvou částí – pokles tlaku při otevření výfukového ventilu a ochlazením média během vytlačování (teplota spalin ve výfuku je nižší než na začátku výfuku).

Teplota ve výfuku:

$$\varepsilon_k = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad [\text{K}] \quad [11.41]$$

$$\varepsilon_k = \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$\varepsilon_k = 0,528$$

$$\varepsilon_k > \frac{p_6}{p_5} \quad \text{nadkritický výtok}$$

$$\varepsilon_k < \frac{p_6}{p_5} \quad \text{podkritický výtok}$$

Pro nadkritický platí rovnice:

$$T_6 = T_5 * \varepsilon_k^{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right)}$$

$$T_6 = 1137 * 0,528^{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right)}$$

$$T_6 = 949 \text{ K}$$

Teplo odvedené chlazením během vytlačování spalin:

$$Q_{chlaz,6-7} = V_{plyn, ned}^+ * Q_i * x_{chlaz} * x_v \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.42]$$

$$Q_{chlaz,6-7} = 8,84 * 10^{-4} * 16300 * 0,3 * 0,1$$

$$Q_{chlaz,6-7} = 0,43 \text{ kJ/cyklus}$$

Práce potřebná k výměně média:

$$A_{sv} = V_z * (p_1 - p_6) \quad [\text{J/cyklus}] \quad [11.43]$$

$$A_{sv} = 4,43 * 10^{-3} * (0,25 * 10^6 - 0,35 * 10^6)$$

$$A_{sv} = -443 \text{ J/cyklus}$$

Celková práce cyklu:

$$A_{vn} = A_{34} + A_{45} - |A_{12}| - |A_{sv}| \quad [\text{J/cyklus}] \quad [11.44]$$

$$A_{vn} = 1397 + 13022 - |-4408| - |-443|$$

$$A_{vn} = 9568 \text{ J/cyklus}$$

Indikovaný výkon motoru:

$$P_{in} = A_{in} * i * \frac{n}{2} * \eta_p \quad [\text{W}] \quad [11.45]$$

$$P_{in} = 9568 * 12 * \frac{1500}{2 * 60} * 0,8$$

$$P_{in} = 1148,16 \text{ kW}$$

Efektivní (spojkový) výkon motoru:

$$P_{sp} = P_{in} * \eta_m \quad [\text{kW}] \quad [11.46]$$

$$P_{sp} = 1148,16 * 0,82$$

$$P_{sp} = 941,5 \text{ kW}$$

11.7. Provozní parametry motoru

Spotřeba paliva:

$$m_{\text{plyn}} = V_{\text{plyn, ned}}^+ * i * \frac{n}{2} \quad [m_N^3/s] \quad [11.47]$$

$$m_{\text{plyn}} = 8,84 * 10^{-4} * 12 * \frac{1500}{2*60}$$

$$m_{\text{plyn}} = 0,133 \, m_N^3/s$$

Tepelný příkon:

$$P_{\text{plyn}} = m_{\text{plyn}} * Q_i^r \quad [MW] \quad [11.48]$$

$$P_{\text{plyn}} = 0,133 * 16,3$$

$$P_{\text{plyn}} = 2,168 \, MW$$

Tepelná účinnost:

$$\eta_t = \frac{P_{sp}}{P_{\text{plyn}}} * 100 \quad [\%] \quad [11.49]$$

$$\eta_t = \frac{941,5}{2168} * 100$$

$$\eta_t = 43,43 \, \%$$

Měrná spotřeba paliva:

$$\mu_{\text{plyn}} = \frac{m_{\text{plyn}}}{P_{sp}} * 3600 \quad [m_N^3/MWh] \quad [11.50]$$

$$\mu_{\text{plyn}} = \frac{0,133}{941,5} * 3600$$

$$\mu_{\text{plyn}} = 0,51 \, m_N^3/MWh$$

Účinnost ideálního motoru:

$$\eta_{ti} = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{(\chi-1)}}\right) * 100 \quad [\%] \quad [11.51]$$

$$\eta_{ti} = \left(1 - \frac{1}{13,5^{(1,4-1)}}\right) * 100$$

$$\eta_{ti} = 64,69 \, \%$$

Termodynamická účinnost:

$$\eta_{td-in} = \frac{\eta_t}{\eta_{ti} * \eta_m} * 100 \quad [\%] \quad [11.52]$$

$$\eta_{td-in} = \frac{0,4343}{0,6469 * 0,82} * 100$$

$$\eta_{td-in} = 81,87 \%$$

$$\eta_t = \eta_{ti} * \eta_{td-in} * \eta_m \quad [\%] \quad [11.53]$$

$$\eta_t = 0,6469 * 0,8187 * 0,82$$

$$\eta_t = 43,43 \%$$

Měrný (specifický) výkon:

$$\sigma = \frac{P_{sp}}{i * V_z} \quad [W/dm^3] \quad [11.54]$$

$$\sigma = \frac{941,5}{12 * 4,43 * 10^{-3}}$$

$$\sigma = 17,67 \text{ kW}/dm^3$$

Střední efektivní tlak:

$$p_e = \frac{2 * P_{sp}}{i * V_z * n} \quad [Pa] \quad [11.55]$$

$$p_e = \frac{2 * 941,5 * 60}{12 * 4,43 * 10^{-3} * 1500}$$

$$p_e = 1,41 \text{ MPa}$$

11.8. Tepelná bilance motoru

Tepelný příkon v palivu:

$$P_b = m_{plyn} * Q_i^r \quad [MW] \quad [11.56]$$

$$P_b = 0,133 * 16,3$$

$$P_b = 2,168 \text{ MW}$$

Efektivní výkon:

$$P_e = P_{sp} \quad [MW] \quad [11.57]$$

$$P_e = 941,5 \text{ kW}$$

Teplo, ztracené chemickým nedopalem:

$$P_{\text{chem}} = \dot{V}_{sp} * \sum \omega_i * Q_i \quad [\text{MJ/cyklus}] \quad [11.58]$$

$$P_{\text{chem}} = 0$$

Ve spalínách je hořlavina pouze CO a kvůli nízké koncentraci bude nedopal zanedbán.

Teplo odvedené olejem:

$$P_{\text{olej}} = P_b * \left(1 - \frac{\eta_m}{100}\right) \quad [\text{kW}] \quad [11.59]$$

$$P_{\text{olej}} = 2168 * \left(1 - \frac{82}{100}\right)$$

$$P_{\text{olej}} = 390 \text{ kW}$$

Teplo odvedené spalínami:

- I. Fáze výfuku probíhá s adiabatickým poklesem teploty z T_5 na T_6 .
- II. Fáze výfuku – dochází k ochlazení spalín (odvod tepla do stěn motoru).
Celkové teplo odvedené chlazením představuje asi 35% m_{plyn} .

$$q_{\text{chlaz}} = V_{\text{plyn, ned}}^+ * Q_i^r * 0,35 \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.60]$$

$$q_{\text{chlaz}} = 8,84 * 10^{-4} * 16300 * 0,35$$

$$q_{\text{chlaz}} = 5,04 \text{ kJ/cyklus}$$

Odvod tepla při výfuku:

$$q_{67} = q_{\text{chlaz}} * x_v \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.61]$$

$$q_{67} = 759 * 0,1$$

$$q_{67} = 0,504 \text{ kJ/cyklus}$$

Měrná entalpie spalín v bodě 6:

$$i_6 = 1,340748192 * t_6 + 0,000149202 * t_6^2 \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.62]$$

$$i_6 = 1,340748192 * 675,85 + 0,000149202 * 675,85^2$$

$$i_6 = 973 \text{ kJ/cyklus}$$

Entalpie spalin v bodě 6:

$$I_6 = V_{sp,skut} * i_6 \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.63]$$

$$I_6 = 7,94 * 10^{-3} * 973$$

$$I_6 = 7,73 \text{ kJ/cyklus}$$

Entalpie spalin na konci výfuku:

$$I_7 = I_6 - q_{67} \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.64]$$

$$I_7 = 7,73 - 0,504$$

$$I_7 = 7,226 \text{ kJ/cyklus}$$

Měrná entalpie spalin na konci výfuku:

$$i_7 = \frac{I_7}{V_{sp,skut}} \quad [\text{kJ/cyklus}] \quad [11.65]$$

$$i_7 = \frac{7,226}{7,94 * 10^{-3}}$$

$$i_7 = 910 \text{ kJ/cyklus}$$

Ztráta teplem ve spalinách:

$$P_{vyf} = [V_{sp,teor}^v + V_{vz,teor} * (\lambda - 1)] * m_{plyn} * i_{7,sp} \quad [\text{kW}] \quad [11.66]$$

$$P_{vyf} = [5,07 + 3,95 * (1,99 - 1)] * 0,133 * 427$$

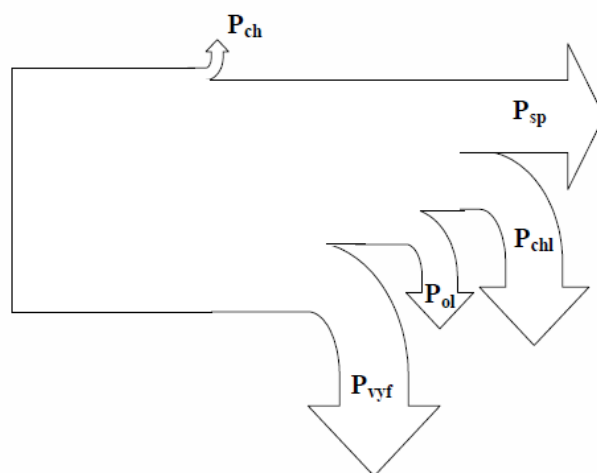
$$P_{vyf} = 508 \text{ kW}$$

Ztráta chlazením a bilanční rozdíl:

$$P_{chlaz} = P_B - P_e - P_{ch} - P_{olej} - P_{vyf} \quad [\text{kW}] \quad [11.67]$$

$$P_{chlaz} = 2168 - 941,5 - 0 - 390 - 508$$

$$P_{chlaz} = 378 \text{ kW}$$



Obr.11-2 Sankeyův diagram spalovacího motoru [2]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Teplo, ztracené chemickým nedopalem	P_{chem}	0	kW
Ztráta teplem ve spalínách	P_{vyf}	508	kW
Teplo odvedené olejem	P_{olej}	390	kW
Efektivní výkon motoru	P_{sp}	941,5	kW
Ztráta chlazením a bilanční rozdíl	P_{chlaz}	378	kW

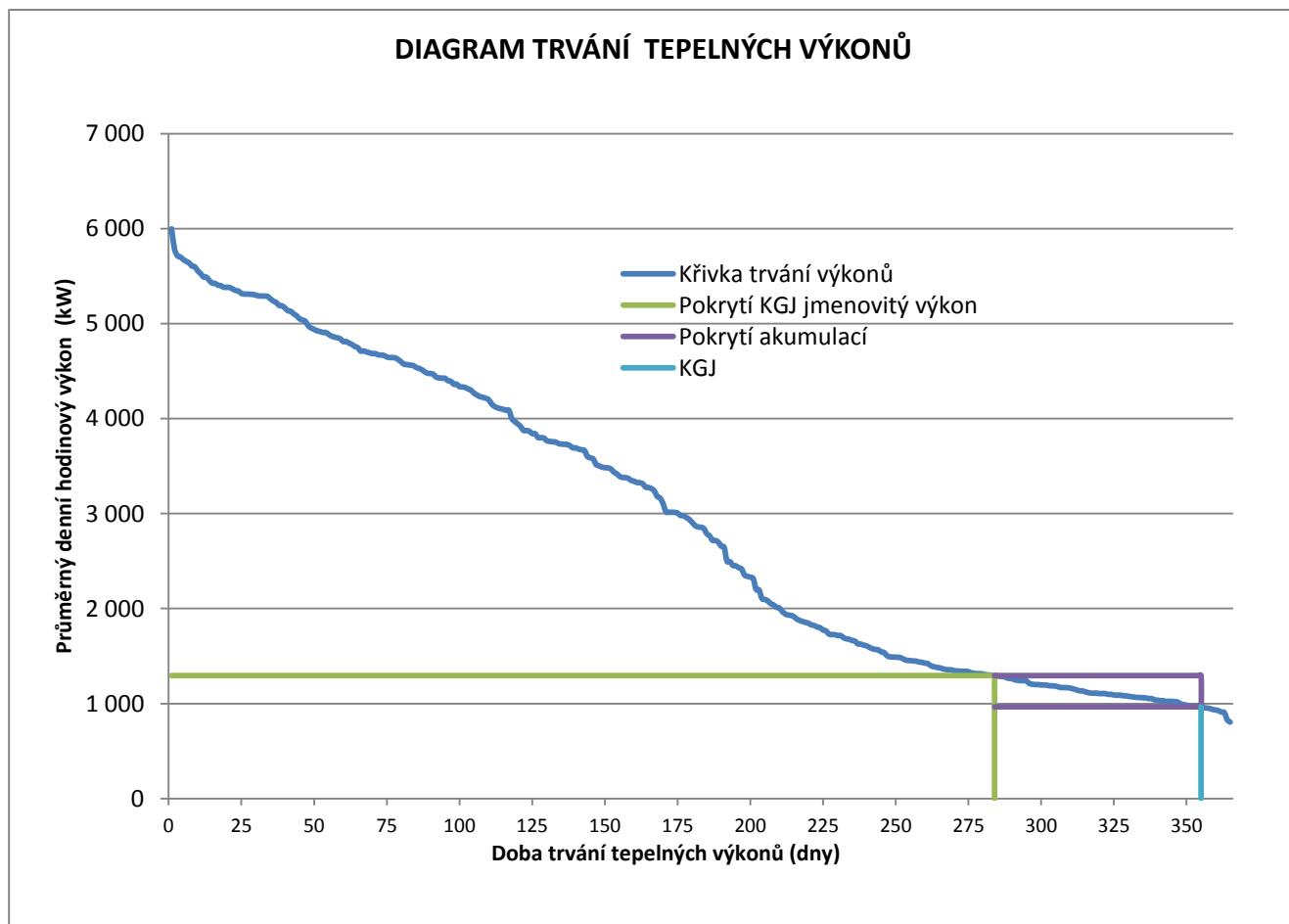
Tab. 11-2 Tepelná bilance motoru

12. Návrh akumulční nádrže

12.1. Návrh akumulční nádrže na jmenovitý výkon

Při návrhu akumulční nádrže je uvažováno s podmínkou, aby kogenerační jednotka byla provozována co nejvíce hodin. Z důvodu údržby je maximální provoz ohodnocen na 355 dní. Kogenerační jednotka je navrhována tak, aby jela souběžně s akumulční nádrží po celý den. Od klienta nebylo možné získat přesné spotřeby TV, takže je uvažováno pouze s diagramem spotřeby tepla. V případě konce směn, kdy je nejvyšší spotřeba teplé vody z celého dne, tak částečnou potřebu pro přípravu TV pokryje kogenerační jednotka s akumulací a zbytek bude pokryt stávajícím 1 MW kotlem se stávajícími akumulacemi.

V grafu č. 12-1 je vidět navržený provoz s akumulací. Jednotka tedy bude schopna být v provozu 355 dní za rok. Akumulace je dimenzována na rozdíl výkonu KGJ a spotřeby tepla v poslední možný den. V areálu bude nainstalován moderní systém řízení, který zajistí, že v případě vyšší potřeby tepla, než je schopná jednotka vyprodukovat, a akumulční zásobník ještě nebude nabitý, tak systém zapne kotel.



Graf 12-1 KGJ s akumulací na jmenovitý výkon

Nabíjecí výkon:

Kogenerační jednotka nám poskytne 1295 kWh ($P_{TE,kgj}$) a nejnižší spotřeba je 965,8 kWh (*spotřeba*) tepla.

$$P_{aku} = P_{TE,kgj} - \text{spotřeba} \quad [\text{kW}] \quad [12.1]$$

$$P_{aku} = 1295 - 965,8$$

$$P_{aku} = 329,2 \text{ kWh}$$

Doba vybíjení akumulace:

$$P_{vyb} = \frac{\frac{\text{provoz}_{kgj+aku}}{\text{spotřeba}} + 1}{P_{aku}} \quad [\text{hod}] \quad [12.2]$$

$$P_{vyb} = \frac{24}{\frac{965,8}{329,2} + 1}$$

$$P_{vyb} = 6,1 \text{ hod}$$

Výkon akumulace:

$$\text{kapacita} = P_{\text{vyb}} * \text{spotřeba} \quad [\text{MJ}] \quad [12.3]$$

$$\text{kapacita} = 6,1 * 965,8$$

$$\text{kapacita} = 5892,3 \text{ kWh} = 21\,212,5 \text{ MJ}$$

Doba nabíjení akumulace:

$$P_{\text{nab}} = \text{kapacita} / P_{\text{aku}} \quad [\text{hod}] \quad [12.4]$$

$$P_{\text{nab}} = 5892,3 / 329,2$$

$$P_{\text{nab}} = 17,9 \text{ hod}$$

Objem akumulace:

$$AKU = \frac{\text{kapacita}}{c_{\text{H}_2\text{O}} * (t_2 - t_1) * 1000} \quad [\text{m}^3] \quad [12.5]$$

$$AKU = \frac{21\,212,5}{4180 * (90 - 70) * 1000}$$

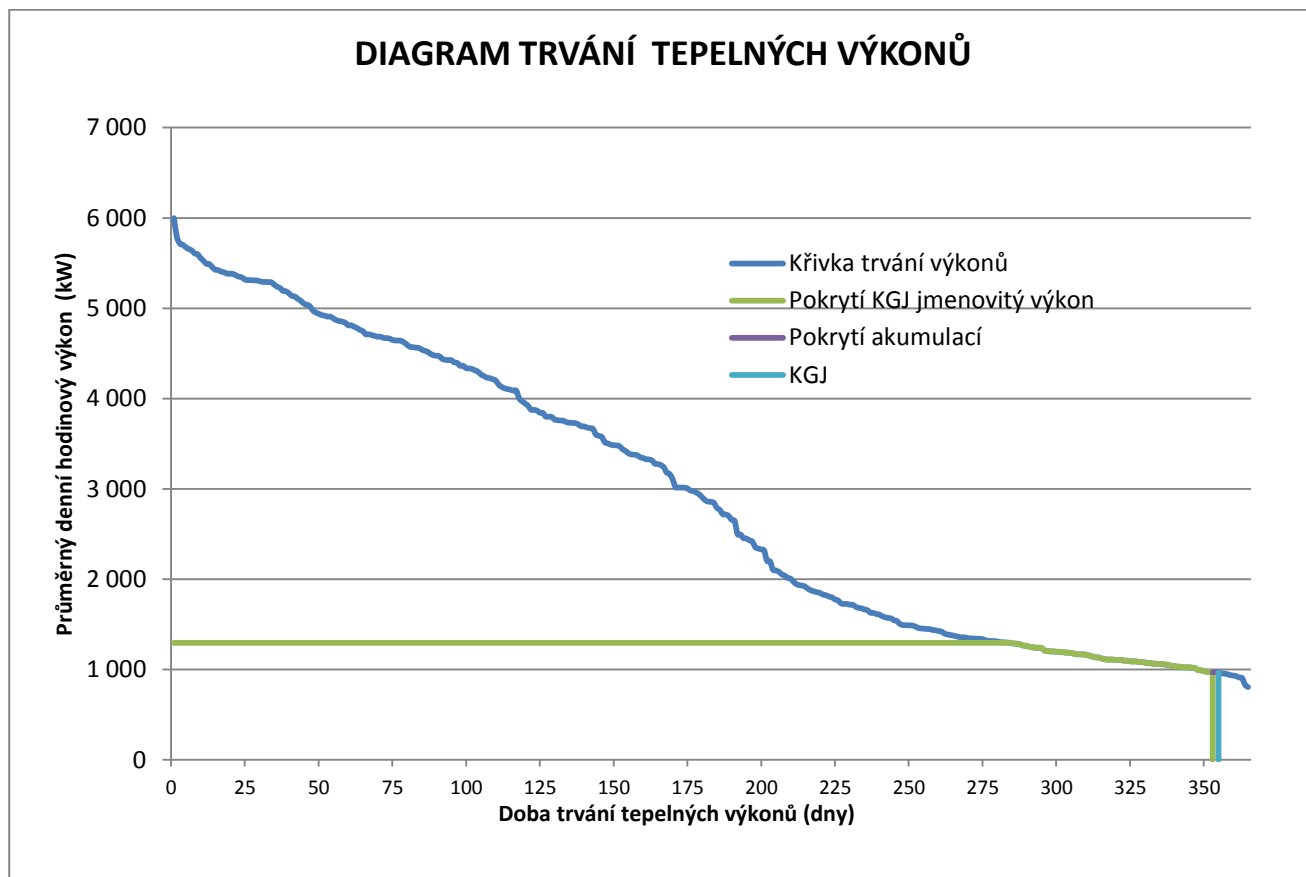
$$AKU = 253,7 \text{ m}^3 \doteq 260 \text{ m}^3$$

Při tomto provozu pojede kogenerace souběžně s akumulací a kogenerace pojede 17,9 hodin. Zbytek bude pokryt nabitou akumulací nebo v případě větší spotřeby bude najet kotel.

12.2. Návrh akumulární nádrže na 75% výkon

V případě, že budeme modulovat tepelný výkon kogenerační jednotky, tak tímto krokem zajistíme větší časový provoz a zároveň nebude nutné použití tak velké akumulární nádrže. Tak jako v předchozím případě bude maximální provoz 355 dní. Kogenerační jednotka bude navržena tak, aby během roku, kdy je větší spotřeba tepla, byla provozována na svůj jmenovitý výkon a mimo zimu svůj výkon modulovala. Takto modulovaný výkon bude potom sloužit pro nabíjení akumulární nádrže. Kogenerační jednotka je navrhována, aby pracovala souběžně s akumulární nádrží po celý den. Tak jako bylo uvažováno v předchozí variantě, na konci směn, kdy potřeba teplé vody největší, tak částečnou potřebu pokryje kogenerační jednotka s akumulací a zbytek bude pokryt stávajícím 1 MW kotlem se stávajícími akumulacemi (příloha č. 6).

Z grafu č. 12-2 je vidět navržený provoz s akumulací a také je vidět, že při modulaci výkonu není potřeba tak velká nádrž. Jednotka tedy bude schopna fungovat 355 dní v roce. V areálu bude nainstalován moderní systém řízení, který zajistí, že v případě vyšší potřeby, než je schopna jednotka vyprodukovat, a akumulační zásobník ještě nebude nabitý, tak systém zapne kotel.



Graf 12-2 KGJ s akumulací s modulací výkonu

Nabíjecí výkon:

Kogenerační jednotka nám poskytne 971 kWh ($P_{TE,kgj}$) a nejnižší spotřeba je 965,8 kWh (spotřeba) tepla.

$$P_{aku} = P_{TE,kgj} - \text{spotřeba} \quad [\text{kW}] \quad [12.6]$$

$$P_{aku} = 971 - 965,8$$

$$P_{aku} = 5,2 \text{ kWh}$$

Doba vybíjení akumulace:

$$P_{\text{vyb}} = \frac{\text{provoz}_{\text{kgj+aku}}}{\frac{\text{spotřeba}}{P_{\text{aku}}} + 1} \quad [\text{hod}] \quad [12.7]$$

$$P_{\text{vyb}} = \frac{24}{\frac{965,8}{5,1} + 1}$$

$$P_{\text{vyb}} = 0,1 \text{ hod}$$

Výkon akumulace:

$$\text{kapacita} = P_{\text{vyb}} * \text{spotřeba} \quad [\text{MJ}] \quad [12.8]$$

$$\text{kapacita} = 0,1 * 965,8$$

$$\text{kapacita} = 124,1 \text{ kWh} = 446,9 \text{ MJ}$$

Doba nabíjení akumulace:

$$P_{\text{nab}} = \text{kapacita} / P_{\text{aku}} \quad [\text{hod}] \quad [12.9]$$

$$P_{\text{nab}} = 124,1 / 5,2$$

$$P_{\text{nab}} = 23,9 \text{ hod}$$

Objem akumulace:

$$AKU = \frac{\text{kapacita}}{c_{\text{H}_2\text{O}} * (t_2 - t_1) * 1000} \quad [\text{m}^3] \quad [12.10]$$

$$AKU = \frac{446,9}{4180 * (90 - 70) * 1000}$$

$$AKU = 7,3 \text{ m}^3 \doteq 10 \text{ m}^3$$

Při modulaci výkonu je akumulace skoro nepotřebná. Akumulace bude fungovat jenom 3 dny, aby kogenerační jednotka projela celý časový fond. A bude nabíjena 23,9 hodin, což znamená, že kogenerace pojede 24 hodin. Při výrobě tepla a elektřiny zanedbáme akumulaci.

13. Ekonomické vyhodnocení jednotky na jmenovitý výkon

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Paušální poplatek za servis	$cena_{ser}$	380	Kč/mth
Vlastní spotřeba KGJ	P_{vl}	24	kWh
Cena KGJ + periferií	$cena_{inv}$	18 850 000	Kč
Počet hodin při jmenovitém výkonu	T_{jm}	6 840	hod
Počet hodin do akumulace	T_{aku}	1260	hod
Výkon elektrický KGJ	$P_{EE,kgj}$	1200	kW
Výkon tepelný KGJ	$P_{TE,kgj}$	1295	kW
Celková spotřeba tepla areálu	$spotřeba_{TE}$	92 265	GJ
Cena akumulace	$cena_{aku}$	3 000 000	Kč
Cena paliva	$cena_{pal}$	2	Kč/m ³
Spotřeba plynu KGJ	$sp_{plyn_{jm}}$	439	m ³ /h
Zelený bonus	$ZB_{přis}$	800	Kč/MWh
Cena EE za silovou část	$cena_{EE}$	810	Kč/MWh

Tab. 13-1 Výpočet ekonomického hodnocení KGJ s modulací výkonu

13.1. Výpočet výkonů na jmenovitý výkon

Vyrobená elektrická energie při jmenovitém výkonu:

$$P_{EE,jm} = (P_{EE,kgj} - P_{vl}) * T_{jm} \quad [MWh/rok] \quad [13.1]$$

$$P_{EE,jm} = ((1200 - 24) * 6840)/1000$$

$$P_{EE,jm} = 8043,84 \text{ MWh/rok}$$

Vyrobená elektrická energie při provozu do akumulace:

$$P_{EE,aku} = (P_{EE,kgj} - P_{vl}) * T_{aku} \quad [MWh/rok] \quad [13.2]$$

$$P_{EE,aku} = ((1200 - 24) * 1260)/1000$$

$$P_{EE,aku} = 1481,76 \text{ MWh/rok}$$

Celková vyrobená elektrická energie:

$$P_{EE,cel} = P_{EE,aku} + P_{EE,jm} \quad [MWh/rok] \quad [13.3]$$

$$P_{EE,cel} = 8043,84 + 1481,76$$

$$P_{EE,cel} = 9525,6 \text{ MWh/rok}$$

Vyrobené teplo při jmenovitém výkonu:

$$P_{TE,jm} = P_{TE,kj} * T_{jm} \quad [MWh/rok] \quad [13.4]$$

$$P_{TE,jm} = (1295 * 6840)/1000$$

$$P_{TE,jm} = 8857,8 \text{ MWh/rok}$$

$$P_{TE,jm} = 8857,8 * 3,6 = 31\,888,1 \text{ GJ/rok}$$

Vyrobené teplo při provozu do akumulace:

$$P_{TE,aku} = P_{TE,kj} * T_{aku} \quad [MWh/rok] \quad [13.5]$$

$$P_{TE,aku} = (1295 * 1260)/1000$$

$$P_{TE,aku} = 1631,7 \text{ MWh/rok}$$

$$P_{TE,aku} = 1631,7 * 3,6 = 5874 \text{ GJ}$$

Celkové vyrobené teplo:

$$P_{TE,cel} = P_{TE,aku} + P_{TE,jm} \quad [GJ/rok] \quad [13.6]$$

$$P_{TE,cel} = 5874 + 31888,1$$

$$P_{TE,cel} = 37762,1 \text{ GJ/rok}$$

Poměr pokrytí KGJ celé spotřeby tepla:

$$\text{Poměr}_{TE} = P_{TE,cel} / \text{spotřeba}_{TE} \quad [\%] \quad [13.7]$$

$$\text{Poměr}_{TE} = 37762,1/92265$$

$$\text{Poměr}_{TE} = 40,9 \%$$

13.2. Výpočet provozních nákladů

Náklady na servis při jmenovitém výkonu:

Cena za servis je pouze orientační a je stanovena podle dodavatele jednotky. V ceně jsou veškeré servisní úkony a také náklady na provozní kapaliny (olej, nemrznoucí směs, chladicí kapalina).

$$cena_{ser,jm} = cena_{ser} * T_{jm} \quad [Kč/rok] \quad [13.8]$$

$$cena_{ser,jm} = 380 * 6840$$

$$cena_{ser,jm} = 2\,599\,200 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na servis při provozu do akumulace:

$$cena_{ser,aku} = cena_{ser} * T_{aku} \quad [Kč/rok] \quad [13.9]$$

$$cena_{ser,aku} = 380 * 1260$$

$$cena_{ser,aku} = 478\,800 \text{ Kč/rok}$$

Celkové náklady na servis:

$$cena_{ser,cel} = cena_{ser,aku} + cena_{ser,jm} \quad [Kč/rok] \quad [13.10]$$

$$cena_{ser,cel} = 478\,800 + 2\,599\,200$$

$$cena_{ser,cel} = 3\,078\,000 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na palivo při jmenovitém výkonu:

Náklady na palivo jsou nízké z důvodu, že plyn je získáván přímo z ložiska. Jsou zde zahrnuty pouze náklady na elektrickou energii pro vývěvy a kompresory a další zařízení.

$$cena_{pal,jm} = cena_{pal} * sp_{plyn_{jm}} * T_{jm} \quad [Kč/rok] \quad [13.11]$$

$$cena_{pal,jm} = 2 * 439 * 6840$$

$$cena_{pal,jm} = 6\,005\,520 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na palivo při provozu do akumulace:

$$cena_{pal,aku} = cena_{pal} * sp_{plyn_{jm}} * T_{aku} \quad [Kč/rok] \quad [13.12]$$

$$cena_{pal,aku} = 2 * 439 * 1260$$

$$cena_{pal,aku} = 1\,106\,280 \text{ Kč/rok}$$

Celkové náklady na servis:

$$cena_{pal,cel} = cena_{pal,jm} + cena_{pal,aku} \quad [Kč/rok] \quad [13.13]$$

$$cena_{pal,cel} = 6\,005\,520 + 1\,106\,280$$

$$cena_{pal,cel} = 7\,111\,800 \text{ Kč/rok}$$

13.3. Výpočet výnosů

Výnosy za výrobu elektrické energie:

Veškerá vyrobená energie půjde do vlastní spotřeby areálu. Kromě úspory za silovou část budou uspořeny i část poplatků (za použití distribuční soustavy – 42,4 Kč/MWh) a bude získán bonus za decentrální výrobu EE (12 Kč/MWh).

$$EE = (cena_{EE} + příspěvek_{DS} + bonus_{DV}) * P_{EE,cel} \quad [Kč/rok] \quad [13.14]$$

$$EE = (810 + 42,4 + 12) * 9525,6$$

$$EE = 8\,233\,929 \text{ Kč/rok}$$

Výnosy za zelený bonus:

$$ZB_{cel} = ZB_{příis} * P_{EE,cel} \quad [Kč/rok] \quad [13.15]$$

$$ZB_{cel} = 800 * 9525,6$$

$$ZB_{cel} = 7\,620\,480 \text{ Kč/rok}$$

Výnosy za výrobu tepla:

Cena tepla byla stanovena poměrně nízká z důvodu nízkých nákladů na palivo 300 Kč/GJ.

$$TE = \text{cena}_{TE} * P_{TE, cel} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [13.16]$$

$$TE = 300 * 37762,1$$

$$TE = 11\,328\,630 \text{ Kč/rok}$$

13.4. Výpočet ekonomického hodnocení

Celková investice je odhadována ve výši 21 850 000 Kč (kogenerační jednotka + periferie + akumulční nádrž). V této ceně jsou i zahrnuty veškeré poplatky nutné pro uvedení kogenerační jednotky do provozu a veškeré poplatky za legalizaci zdroje. Doba odepisování zařízení je stanovena na 10 let a je počítáno i s daní z příjmu 19%. Ekologická daň za chemikálie a likvidaci materiálu je zohledněna v ceně servisu. Finanční náklady (nákladové úroky, pojištění majetku) jsou stanoveny ve výši 218 500 Kč (1% z celkové investice).

Celkové provozní náklady:

$$\text{náklady} = \text{cena}_{pal, cel} + \text{cena}_{ser, cel} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [13.17]$$

$$\text{náklady} = 7\,111\,800 + 3\,078\,000$$

$$\text{náklady} = 10\,189\,800 \text{ Kč/rok}$$

Celkové výnosy:

$$\text{výnosy} = TE + ZB_{cel} + EE \quad [\text{Kč/rok}] \quad [13.18]$$

$$\text{výnosy} = 11\,328\,630 + 7\,620\,480 + 8\,233\,929$$

$$\text{výnosy} = 27\,183\,039 \text{ Kč/rok}$$

Účetní odpisy:

$$\text{odpisy} = \text{investice} / \text{doba odpisu} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [13.19]$$

$$\text{odpisy} = 21\,850\,000 / 10$$

$$\text{odpisy} = 2\,185\,000 \text{ Kč/rok}$$

EBITDA:

$$\text{EBITDA} = \text{výnosy} - \text{náklady} \quad [\text{Kč}] \quad [13.20]$$

$$\text{EBITDA} = 27\,183\,039 - 10\,189\,800$$

$$\text{EBITDA} = 16\,993\,239 \text{ Kč}$$

EBIT:

$$\text{EBIT} = \text{EBITDA} - \text{odpisy} \quad [\text{Kč}] \quad [13.21]$$

$$\text{EBIT} = 16\,993\,239 - 2\,185\,000$$

$$\text{EBIT} = 14\,808\,239 \text{ Kč/rok}$$

EBT:

$$\text{EBT} = \text{EBIT} - \text{finanční náklady} \quad [\text{Kč}] \quad [13.22]$$

$$\text{EBT} = 14\,808\,239 - 218\,500$$

$$\text{EBT} = 14\,589\,739 \text{ Kč}$$

Daň ze zisku:

$$\text{základ} = \text{EBT} + \text{odpis} \quad [\text{Kč}] \quad [13.23]$$

$$\text{základ} = 16\,774\,739 \text{ Kč}$$

$$\text{daň} = \text{základ} * 19\%$$

$$\text{daň} = 3\,187\,200 \text{ Kč}$$

Hospodářský výsledek:

$$\text{výsledek} = \text{EBT} - \text{daň} \quad [\text{Kč}] \quad [13.24]$$

$$\text{výsledek} = 14\,589\,739 - 3\,187\,200$$

$$\text{výsledek} = 11\,402\,539 \text{ Kč}$$

Roční CASH FLOW:

$$\text{CASH FLOW} = \text{výsledek} + \text{odpisy} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [13.25]$$

$$\text{CASH FLOW} = 11\,402\,539 + 2\,185\,000$$

$$\text{CASH FLOW} = 13\,587\,539 \text{ Kč/rok}$$

Prostá návratnost:

$$\text{návratnost} = \text{investice} / \text{CASH FLOW} \quad [\text{let}] \quad [13.26]$$

$$\text{návratnost} = 21\,850\,000 / 13\,587\,539$$

$$\text{návratnost} = 1,6 \text{ let}$$

14. Ekonomické vyhodnocení jednotky s modulací výkonu

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Paušální poplatek za servis	cena_{ser}	380	Kč/mth
Vlastní spotřeba KGJ	P_{vl}	24	kWh
Cena KGJ + periferií	cena_{inv}	18 850 000	Kč
Počet hodin při jmenovitém výkonu	T_{jm}	6 840	hod
Počet hodin modulace	T_{modul}	1656	hod
Výkon elektrický KGJ	$P_{\text{EE},\text{kgj}}$	1200	kW
Výkon elektrický s modulací	$P_{\text{EE},\text{modul}}$	900	kW
Výkon tepelný KGJ	$P_{\text{TE},\text{kgj}}$	1295	kW
Výkon tepelný s modulací	$P_{\text{TE},\text{modul}}$	971	kW
Celková spotřeba tepla areálu	$\text{spotřeba}_{\text{TE}}$	92 265	GJ
Cena akumulace	cena_{aku}	70 000	Kč
Cena paliva	cena_{pal}	2	Kč/m ³
Spotřeba plynu KGJ	$\text{sp_plyn}_{\text{jm}}$	439	m ³ /h
Spotřeba plynu s modulací	$\text{sp_plyn}_{\text{modul}}$	336	m ³ /h
Zelený bonus	$\text{ZB}_{\text{přis}}$	800	Kč/MWh
Cena EE za silovou část	cena_{EE}	810	Kč/MWh

Tab. 14-1 Výpočet ekonomického hodnocení KGJ s modulací výkonu

14.1. Výpočet výkonů s modulací výkonu**Vyrobená elektrická energie při jmenovitém výkonu:**

$$P_{\text{EE},\text{jm}} = (P_{\text{EE},\text{kgj}} - P_{\text{vl}}) * T_{\text{jm}} \quad [\text{MWh/rok}] \quad [14.1]$$

$$P_{\text{EE},\text{jm}} = ((1200 - 24) * 6840) / 1000$$

$$P_{\text{EE},\text{jm}} = 8043,84 \text{ MWh/rok}$$

Vyrobená elektrická energie při modulaci výkonu:

$$P_{\text{EE},\text{modul}} = (P_{\text{EE},\text{modul}} - P_{\text{vl}}) * T_{\text{modul}} \quad [\text{MWh/rok}] \quad [14.2]$$

$$P_{\text{EE},\text{modul}} = ((900 - 24) * 1656) / 1000$$

$$P_{\text{EE},\text{modul}} = 1450,7 \text{ MWh/rok}$$

Celková vyrobená elektrická energie:

$$P_{EE,cel} = P_{EE,modul} + P_{EE,jm} \quad [MWh/rok] \quad [14.3]$$

$$P_{EE,cel} = 1450,7 + 8043,84$$

$$P_{EE,cel} = 9494,5 \text{ MWh/rok}$$

Vyrobené teplo při jmenovitém výkonu:

$$P_{TE,jm} = P_{TE,kgj} * T_{jm} \quad [MWh/rok] \quad [14.4]$$

$$P_{TE,jm} = (1295 * 6840)/1000$$

$$P_{TE,jm} = 8857,8 \text{ MWh/rok}$$

$$P_{TE,jm} = 8857,8 * 3,6 = 31\,888,1 \text{ GJ/rok}$$

Vyrobené teplo při modulaci výkonu:

$$P_{TE,modul} = P_{TE,modul} * T_{modul} \quad [MWh/rok] \quad [14.5]$$

$$P_{TE,modul} = (971 * 1656)/1000$$

$$P_{TE,modul} = 1608 \text{ MWh/rok}$$

$$P_{TE,modul} = 1608 * 3,6 = 5788,8 \text{ GJ}$$

Celkové vyrobené teplo:

$$P_{TE,cel} = P_{TE,modul} + P_{TE,jm} \quad [GJ/rok] \quad [14.6]$$

$$P_{TE,cel} = 5788,8 + 31888,1$$

$$P_{TE,cel} = 37676,9 \text{ GJ/rok}$$

Poměr pokrytí KGJ celé spotřeby tepla:

$$\text{Poměr}_{TE} = P_{TE,cel} / \text{spotřeba}_{TE} \quad [\%] \quad [14.7]$$

$$\text{Poměr}_{TE} = 37676,9/92265$$

$$\text{Poměr}_{TE} = 40,8 \%$$

14.2. Výpočet provozních nákladů

Náklady na servis při jmenovitém výkonu:

Cena za servis je pouze orientační a je stanovena podle dodavatele jednotky. V ceně jsou veškeré servisní úkony a také náklady na provozní kapaliny (olej, nemrznoucí směs, chladicí kapalina).

$$cena_{ser,jm} = cena_{ser} * T_{jm} \quad [Kč/rok] \quad [14.8]$$

$$cena_{ser,jm} = 380 * 6840$$

$$cena_{ser,jm} = 2\,599\,200 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na servis při modulaci:

$$cena_{ser,modul} = cena_{ser} * T_{modul} \quad [Kč/rok] \quad [14.9]$$

$$cena_{ser,modul} = 380 * 1656$$

$$cena_{ser,modul} = 629\,280 \text{ Kč/rok}$$

Celkové náklady na servis:

$$cena_{ser,cel} = cena_{ser,modul} + cena_{ser,jm} \quad [Kč/rok] \quad [14.10]$$

$$cena_{ser,cel} = 629\,280 + 2\,599\,200$$

$$cena_{ser,cel} = 3\,228\,480 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na palivo při jmenovitém výkonu:

Náklady na palivo jsou nízké z důvodu, že plyn je získáván přímo z ložiska. Jsou zde zahrnuty pouze náklady na elektrickou energii pro vývěvy a kompresory a další zařízení.

$$cena_{pal,jm} = cena_{pal} * sp_{plyn_{jm}} * T_{jm} \quad [Kč/rok] \quad [14.11]$$

$$cena_{pal,jm} = 2 * 439 * 6840$$

$$cena_{pal,jm} = 6\,005\,520 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na palivo při modulaci:

$$cena_{pal,modul} = cena_{pal} * sp_{plyn_{modul}} * T_{modul} \quad [Kč/rok] \quad [14.12]$$

$$cena_{pal,modul} = 2 * 336 * 1656$$

$$cena_{pal,modul} = 1\,112\,832 \text{ Kč/rok}$$

Celkové náklady na servis:

$$cena_{pal,cel} = cena_{pal,jm} + cena_{pal,modul} \quad [Kč/rok] \quad [14.13]$$

$$cena_{pal,cel} = 6\,005\,520 + 1\,112\,832$$

$$cena_{pal,cel} = 7\,118\,352 \text{ Kč/rok}$$

14.3. Výpočet výnosů

Výnosy za výrobu elektrické energie:

Veškerá vyrobená energie půjde do vlastní spotřeby areálu. Kromě úspory za silovou část budou uspořeny i část poplatků (za použití distribuční soustavy – 42,4 Kč/MWh) a bude získán bonus za decentrální výrobu EE (12 Kč/MWh).

$$EE = (cena_{EE} + příspěvek_{DS} + bonus_{DV}) * P_{EE,cel} \quad [Kč/rok] \quad [14.14]$$

$$EE = (810 + 42,4 + 12) * 9494,5$$

$$EE = 8\,207\,046 \text{ Kč/rok}$$

Výnosy za zelený bonus:

$$ZB_{cel} = ZB_{přís} * P_{EE,cel} \quad [Kč/rok] \quad [14.15]$$

$$ZB_{cel} = 800 * 9494,5$$

$$ZB_{cel} = 7\,595\,600 \text{ Kč/rok}$$

Výnosy za výrobu tepla:

Cena tepla byla stanovena poměrně nízká z důvodu nízkých nákladů na palivo 300 Kč/GJ.

$$TE = cena_{TE} * P_{TE,cel} \quad [Kč/rok] \quad [14.16]$$

$$TE = 300 * 37676,9$$

$$TE = 11\,303\,070 \text{ Kč/rok}$$

14.1. Výpočet ekonomického hodnocení

Celková investice je odhadována ve výši 18 920 000 Kč (kogenerační jednotka + periferie + akumulární nádrž). V této ceně jsou i veškeré poplatky nutné pro uvedení kogenerační jednotky do provozu a veškeré poplatky za legalizaci zdroje. Doba odepisování zařízení je stanovena na 10 let a je počítáno i s daní z příjmu 19%. Ekologická daň za chemikálie a likvidaci použitého materiálu je zohledněna v ceně servisu. Finanční náklady (nákladové úroky, pojištění majetku) jsou stanoveny ve výši 189 200 Kč.

Celkové provozní náklady:

$$\text{náklady} = \text{cena}_{pal, cel} + \text{cena}_{ser, cel} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [14.17]$$

$$\text{náklady} = 7\,118\,352 + 3\,228\,480$$

$$\text{náklady} = 10\,346\,832 \text{ Kč/rok}$$

Celkové výnosy:

$$\text{výnosy} = TE + ZB_{cel} + EE \quad [\text{Kč/rok}] \quad [14.18]$$

$$\text{výnosy} = 11\,303\,070 + 7\,595\,600 + 8\,207\,046$$

$$\text{výnosy} = 27\,105\,716 \text{ Kč/rok}$$

Účetní odpisy:

$$\text{odpisy} = \text{investice} / \text{doba odpisu} \quad [\text{Kč}] \quad [14.19]$$

$$\text{odpisy} = 18\,920\,000 / 10$$

$$\text{odpisy} = 1\,892\,000 \text{ Kč}$$

EBITDA:

$$\text{EBITDA} = \text{výnosy} - \text{náklady} \quad [\text{Kč}] \quad [14.20]$$

$$\text{EBITDA} = 27\,105\,716 - 10\,346\,832$$

$$\text{EBITDA} = 16\,758\,884 \text{ Kč}$$

EBIT:

$$\text{EBIT} = \text{EBITDA} - \text{odpisy} \quad [\text{Kč}] \quad [14.21]$$

$$\text{EBIT} = 16\,758\,884 - 1\,892\,000$$

$$\text{EBIT} = 14\,866\,884 \text{ Kč}$$

EBT:

$$\text{EBT} = \text{EBIT} - \text{finanční náklady} \quad [\text{Kč}] \quad [14.22]$$

$$\text{EBT} = 14\,866\,884 - 189\,200$$

$$\text{EBT} = 14\,677\,684 \text{ Kč}$$

Daň ze zisku:

$$\text{základ} = \text{EBT} + \text{odpis} \quad [\text{Kč}] \quad [14.23]$$

$$\text{základ} = 16\,569\,684 \text{ Kč}$$

$$\text{daň} = \text{základ} * 19\%$$

$$\text{daň} = 3\,148\,240 \text{ Kč}$$

Hospodářský výsledek:

$$\text{výsledek} = \text{EBT} - \text{daň} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [14.24]$$

$$\text{výsledek} = 14\,677\,684 - 3\,148\,240$$

$$\text{výsledek} = 11\,529\,444 \text{ Kč/rok}$$

Roční CASH FLOW:

$$\text{CASH FLOW} = \text{výsledek} + \text{odpisy} \quad [\text{Kč/rok}] \quad [14.25]$$

$$\text{CASH FLOW} = 11\,529\,444 + 1\,892\,000$$

$$\text{CASH FLOW} = 13\,421\,444 \text{ Kč/rok}$$

Prostá návratnost:

$$\text{návratnost} = \text{investice} / \text{CASH FLOW} \quad [\text{let}] \quad [14.17]$$

$$\text{návratnost} = 18\,920\,000 / 13\,421\,444$$

$$\text{návratnost} = 1,4 \text{ let}$$

15. Závěr

Diplomová práce s názvem „Návrh kogenerační jednotky pro doplnění tepelného zdroje s akumulací tepla“ byla zpracována tak, aby splnila vytyčené cíle ze zadání, kterým bylo navrhnout zařízení na kombinovanou výrobu tepla a elektřiny – kogenerační jednotku na bázi využití plynového spalovacího motoru s výkonem, který bude optimální pro tepelné hospodářství potenciálního klienta. Navržená kogenerační jednotka byla doplněna o návrh akumulačního zásobníku na teplo s tím, že bylo v obou variantách dosaženo výrazné optimalizace.

Na základě potřebných analýz trvání tepelného výkonu v zařízení klienta byla navržena kogenerační jednotka TEDOM QUANTO D 1200, která bude ve výrobě uzpůsobena na využití nízkoenergetického důlního plynu. Tepelný výkon této KGJ ve výši 1251 kW_t je optimální pro nasazení s tím, že pokud by klient nechtěl využívat jednotku v letním a přechodném období, pak by jednotka mohla být nasazena bez akumulace. Nicméně s touto variantou se při ekonomických analýzách nepočítalo, neboť s ohledem na nákupní cenu paliva – důlního plynu, příspěvku za KVET a potřebám energií potenciálního klienta je mnohem výhodnější prodloužit provoz KGJ na delší dobu s využitím tepelného akumulačního zásobníku. Zvolená KGJ má elektrický výkon ve výši 1200 kW_e s tím, že při všech ekonomických analýzách bylo uvažováno s využitím vyrobené elektrické energie v rámci vlastní spotřeby hospodářského areálu klienta. V příloze číslo 6 je nakresleno technologické schéma s použitím kogenerační jednotky a akumulace.

Varianta použití KGJ bez modulace výkonu s použitím velké akumulační nádrže o objemu 260 m³ má vyšší investici s tím, že vypočtená návratnost v délce 1,6 let je z pohledu finančních analýz investic v energetickém sektoru velmi zajímavou investicí. Nicméně varianta s modulací výkonu KGJ od 100 po 75 % je ještě efektivnější, neboť prostá návratnost vychází již na 1,4 let. Při zpracování finančních analýz u obou variant bylo počítáno s kompletním servisem, který zajistí trvalou udržitelnost celého zařízení nejenom do generální opravy, ale i dlouhou dobu po její realizaci. Na ostatní náklady bylo pohlíženo spíše pesimisticky, nicméně údaje jako cena paliva – důlního plynu je odhadnuta, neboť tato cena je vnímána producentem důlního plynu jako jeho obchodní tajemství. Z pohledu stanovení ceny za prodané teplo a za prodanou elektřinu lze také konstatovat, že tyto údaje jsou považovány za důvěrné, nicméně nebyly nastaveny příliš

pesimisticky ani optimisticky. Otázkou je zejména cena prodané elektřiny, respektive úspora nákladů za dodávku komodity elektrické energie pro klienta, přičemž je zde předpokládána cena ve výši 810 Kč/MWh. Tato cena může být značně variabilní s ohledem na velké turbulence trhu s komoditou elektrické energie a to nejenom v České republice, ale i v celé Evropě.

Z výše uvedeného lze jednoznačně říci, že investice do kogenerační výroby při použití důlního plynu, respektive degazačního plynu, je značně zajímavá pro všechny investory, kteří mají k dispozici dostatečné množství paliva a zejména, kteří disponují dostatečnou potřebou tepla a elektřiny pro své energetické hospodářství. Snad největší neznámou jsou pak podmínky státní podpory kombinované výroby elektřiny a tepla, které jsou v současné době přehodnocovány a je připravován nový model s účinností od 1.1.2017.

Jako zpracovatel mohu zajisté prohlásit, že mnou připravený návrh kogenerační jednotky pro doplnění tepelného hospodářství potenciálního klienta s akumulací tepla je realizovatelný, neboť jsem v rámci všech technických a ekonomických výpočtů prokázal, že takové použití zařízení na kombinovanou výrobu elektřiny a tepla má smysl.

16. Seznam použité literatury

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999, 113 s. ISBN 80-858-9523-4.
- [2] KYSELA, Ladislav a Jiří MÍKA. *Teplárenství*. Učební text. Ostrava: VŠB-TU, 2010.
- [3] KYSELA, Ladislav. *Ekonomika v energetice*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2000. ISBN 80-7078-851-8.
- [4] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-730-0118-7.
- [5] KRBEK, Jaroslav, Ladislav OCHRANA a Bohumil POLESNÝ. *Zásobování teplem a kogenerace*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1347-6.
- [6] VLACH, Josef. *Teplárenství*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1972, 517 s.
- [7] MAYER, Jiří. *Energetické stroje*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1969, 556 s.
- [8] BOYCE, Meherwan P. *Handbook for cogeneration and combined cycle power plants*. 2nd ed. New York: ASME Press, c2010. ISBN 0791859533.
- [9] Parní turbína s generátorem. [online]. [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/steam-CHP>
- [10] Kogenerační jednotka MTU na zemní plyn. [online]. [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: <http://www.mtuonsiteenergy.com/products/gas-generator-sets/continuous-power/natural-gas/>
- [11] Servis kogeneračních jednotek řady QUANTO od společnosti TEDOM
- [12] Technický list kogenerační jednotky TEDOM QUANTO 1200

- [13] Motor spalující degazační plyn. [online]. [cit. 2016-04-13]. Dostupné z: <http://www.mwm.net/mwm-chp-gas-engines-gensets-cogeneration/gas-engines-power-generators/>
- [14] Schéma využití degazačního plynu v KGJ. [online]. [cit. 2016-04-13]. Dostupné z: <https://www.clarke-energy.com/coal-gas/>
- [15] Řez spalovací turbínou. [online]. [cit. 2016-04-13]. Dostupné z: <http://www.ge.com/stories/powering-industries>
- [16] www.eph.cz
- [17] www.greengas.cz
- [18] www.tedom.cz
- [19] www.tzb-info.cz
- [20] www.eru.cz

17. Seznam příloh

Příloha č. 1 – Spotřeby tepla areálu

Příloha č. 2 – TEDOM QUANTO 1200 – přední pohled

Příloha č. 3 – TEDOM QUANTO 1200 – boční pohled

Příloha č. 4 – TEDOM QUANTO 1200 – zadní pohled

Příloha č. 5 – TEDOM QUANTO 1200 – horní pohled

Příloha č. 6 – Akumulační nádrž

Příloha č. 7 – Technologické schéma

18. Seznam tabulek a grafů:

Tab. 3-1 Výhody a nevýhody KGJ se spalovacími motory	19
Graf 9-1 Průběh spotřeby tepla	24
Tab. 9-1 Měsíční spotřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody	25
Graf 9-2 Setřizené průměrné denní výkony pro dům	25
Graf 9-3 Návrh kogenerační jednotky na jmenovitý tepelný výkon	26
Tab. 9-2 Spotřeba kogenerační jednotky při modulaci tepelného výkonu [12].....	27
Graf 9-4 Návrh kogenerační jednotky se 75% modulací tepelného výkonu	27
Tab. 9-3 Technické parametry kogenerační jednotky QUANTO 1200 [12]	28
Tab. 9-4 Technické parametry motoru KGJ QUANTO 1200 [12].....	29
Tab. 10-1 Složení degazačního plynu a jeho parametry	33
Tab. 10-2 Koncentrace složek spalín degazačního plynu	37
Tab. 11-1 Hodnoty pro výpočet idealizovaného cyklu	38
Tab. 11-2 Tepelná bilance motoru	55
Graf 12-1 KGJ s akumulací na jmenovitý výkon	56
Graf 12-2 KGJ s akumulací s modulací výkonu	58
Tab. 13-1 Výpočet ekonomického hodnocení KGJ s modulací výkonu	60
Tab. 14-1 Výpočet ekonomického hodnocení KGJ s modulací výkonu	66

19. Seznam obrázků:

Obr.3-1 Parní turbína s generátorem [9]	17
Obr.3-2 Řez spalovací turbínou [15]	18
Obr.3-3 Kogenerační jednotka společnosti MTU na zemní plyn [10]	19
Obr.6-1 Příspěvek za KVET pro spalování důlního plynu [14]	21
Obr.9-1 Motor společnosti MWM spalující degazační plyn [13]	28
Obr.9-2 Servisní úkony podle počtu provozních hodin [11]	32
Obr. 11-1 Idealizovaný cyklus	39
Obr.11-2 Senkeyův diagram spalovacího motoru [2]	55